

---

---

## SPIS TREŚCI

---

---

### Nauka i Technika

Andrzej GRABOŚ, Marek BORYGA, Grzegorz BARTNIK

- Badania symulacyjne mieszadła z przekładnią planetarną – cz. II**  
**The simulative tests of planetary-motion paddle – part II ..... 3**

Grzegorz PONIEWAŻ, Leszek KUŚMIERZ

- Badania numeryczne wpływu obciążenia oraz geometrii krawędzi elementu oporowego segmentu wahliwego na właściwości strefy kontaktu**  
**Numerical research of the influence of loading and edge support element of self aligning pad on contact zone properties ..... 10**

Sławczo DENCZEW

- Niezawodność, bezpieczeństwo i ryzyko systemów eksploatacji wodociągów w aspekcie infrastruktury krytycznej**  
**The reliability, safety and risks of water supply system operation versus critical infrastructure ..... 15**

Ireneusz MARKIEWICZ

- Analiza sprężystych pól wyężenia w ramie samochodu ciężarowego ukształtowanej metodą SADF**  
**Analysis of elastic effort fields in truck frame designed by the sadsf SADF ..... 22**

Arkadiusz RYCHLIK

- Metoda pomiaru zużycia paliwa tłokowych silników spalinowych z wykorzystaniem z indywidualizowanych parametrów elektromagnetycznych wtrysku**  
**Method of piston combustion engines fuel consumption measurement applying individualized electromagnetic injection parameters ..... 28**

Jacek HUNICZ, Agata NIEWCZAS, Paweł KORDOS, Daniel PIENIAK

- Stanowisko do badań degradacji stomatologicznych wypełnień kompozytowych**  
**Experimental test stand for analysis of composite dental fillings degradation ..... 37**

Mariusz WAŻNY, Michał JASZTAL

- Zarys metody określania prawdopodobieństwa zdatnej pracy urządzenia w aspekcie zmian wartości parametru diagnostycznego**  
**The outline of the method of determining the probability of practical device operation when changing diagnostic parameter values ..... 44**

Paweł DROŹDZIEL

- O rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym**  
**Start-up of a diesel engine ..... 51**

GRABOŚ A., BORYGA M., BARTNIK G.: **Badania symulacyjne mieszadła z przekładnią planetarną – cz. II**; *EiN* nr 2/2007, s. 3-9.

W pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych ruchu mieszadła napędzanego przekładnią planetarną oraz podwójną przekładnią planetarną. Zmodyfikowano istniejące rozwiązanie konstrukcyjne tak, aby wyeliminować niepożądany efekt zalegania niewymieszanej masy w rejonie ścianek pojemnika. Przedstawiono istniejące oraz zmodyfikowane rozwiązanie konstrukcyjne mieszadła, tory ruchu łopatek oraz prędkości liniowe łopatek w funkcji położenia.

PONIEWAŻ G., KUŚMIERZ L.: **Badania numeryczne wpływu obciążenia oraz geometrii krawędzi elementu oporowego segmentu wahlwegona właściwości strefy kontaktu**; *EiN* nr 2/2007, s. 10-14.

Przedmiotem badań symulacyjnych jest ślizgowe łożysko wzdużne z płytkami wahlwegimi. Wśród łożysk tego typu wyróżnia się możliwością osiągnięcia najkorzystniejszych charakterystyk eksploatacyjnych. W zastosowaniach technicznych łożyska te stosowane są w bardzo szerokim zakresie średnic od kilkudziesięciu do ponad 3000 mm [5]. Przeniesienie obciążenia w zmieniających się warunkach pracy łożyska (zmieniana prędkość obrotowa, zmiana lepkości oleju zasilającego szczelinę smarną) przy zachowaniu dostatecznych grubości filmu olejowego możliwe jest dzięki procesowi samoczynnego obracania się segmentów wahlwegów względem jednej lub większej liczby osi w zależności od sposobu oparcia segmentu wahlwegowego o element oporowy. W artykule rozważono przypadek, gdy płytka wahlwegowa opiera się o element wzduż krawędzi przebiegającej w kierunku promieniowym. Zbadano wpływ obciążenia segmentu z uwzględnieniem modyfikacji kształtu krawędzi oparcia płytki na wartości oraz charakter rozkładu nacisków kontaktowych.

DENCZEW S.: **Niezawodność, bezpieczeństwo i ryzyko systemów eksploatacji wodociągów w aspekcie infrastruktury krytycznej**; *EiN* nr 2/2007, s. 15-21.

W opracowaniu omówiono wybrane problemy teorii niezawodności, teorii bezpieczeństwa oraz teorii ryzyka, które spośród wielu dyscyplin naukowych stosowanych do rozwiązywania zagadnień eksploatacyjnych wodociągów lub inaczej systemów zaopatrzenia w wodę posiadają istotne znaczenie szczególnie w aspekcie funkcjonowania i ochrony infrastruktury krytycznej, do której są one między innymi zaliczane. Nowoczesne systemy eksploatacji wodociągów oparte na metodach naukowych są gwarantem ciągłego i bezpiecznego zaspokajania pierwszej potrzeby, jakim jest zaopatrzenie w wodę ludności w warunkach normalnych oraz w sytuacjach kryzysowych.

MARKIEWICZ I.: **Analiza sprężystych pól wyteżenia w ramie samochodu ciężarowego ukształtowanej metodą SADSDF**; *EiN* nr 2/2007, s. 22-27.

Praca przedstawia wyniki analiz MES sprężystych pól wyteżenia w ramie samochodu ciężarowego, której wstępny kształt i wymiary otrzymano metodą statycznie dopuszczalnych nieciągłych pól naprężeń. Analizy te były prowadzone, ponieważ metoda ta jest w chwili obecnej właściwie jedynym narzędziem, które pozwala – jak żadne inne – rozwiązywać nawet zadania przestrzennego rozmieszczenia materiału, gdy dane są tylko warunki brzegowe.

RYCHLIK A.: **Metoda pomiaru zużycia paliwa tłokowych silników spalinowych z wykorzystaniem zindywidualizowanych parametrów elektromagnetycznych wtrysku**; *EiN* nr 2/2007, s. 28-36.

W artykule zaprezentowano nową metodę pomiaru zużycia paliwa tłokowych silników spalinowych wyposażonych w elektromagnetyczne wtryskiwacze paliwa. Metoda ta została zilustrowana na przykładzie silnika ZS wyposażonego w układ zasilania typu Common Rail.

HUNICZ J., NIEWCZAS A., KORDOS P., PIENIAK D.: **Stanowisko do badań degradacji stomatologicznych wypełnień kompozytowych**; *EiN* nr 2/2007, s. 37-43.

Wypełnienia stomatologiczne z kompozytów polimerowych są coraz częściej stosowane do uzupełniania ubytków w zębach. Charakterystyczną cechą tego typu wypełnień jest odporność na oddziaływanie zmiennych obciążeń jakie występują w jamie ustnej. Jednakże analiza literatury przedmiotu nie daje jednoznacznych odpowiedzi na pytania o rzeczywiste warunki eksploatacji oraz przebieg procesu zużycia. Powszechnie stosowane badania kliniczne, choć umożliwiają określenie przewidywanej trwałości układu wypełnienie-ząb, nie pozwalają na opisanie procesu zużycia i powstawania uszkodzeń. Ponadto cechuje je znaczna niepewność warunków pracy oraz subiektywna decyzja diagnostyczna o zużyciu. Zastosowanie modelowania matematycznego również obciążone jest dużą niedokładnością ze względu na niejednorodność struktury zębów i samego wypełnienia. Aby umożliwić analizę przebiegu zużycia wypełnień stomatologicznych zaproponowano nową metodykę badań zmęczeniowych. W tym celu skonstruowano symulator zużycia umożliwiający realizację powtarzalnych cyklicznych obciążeń mechanicznych zębów w warunkach zbliżonych do naturalnych warunków fizjologicznych. Takie podejście zapewnia niezależnie wyników badań od indywidualnych cech pacjentów biorących udział w badaniach klinicznych a także znacznie przyspiesza czas badań.

WAŻNY M., JASZTAŁ M.: **Zarys metody określania prawdopodobieństwa zdolnej pracy urządzenia w aspekcie zmian wartości parametru diagnostycznego**; *EiN* nr 2/2007, s. 44-50.

W artykule przedstawiono zarys metody określania prawdopodobieństwa zdolnej pracy urządzenia w oparciu o analizę i analityczny opis zmian wartości parametru diagnostycznego w trakcie trwania procesu eksploatacji. Metoda opracowana została w oparciu o równanie różnicowe opisujące dynamikę tychże zmian, dla którego znaleziono rozwiązanie w postaci funkcji gęstości prawdopodobieństwa.

DROŹDZIEL P.: **O rozruchu silnika o zaplonie samoczynnym**; *EiN* nr 2/2007, s. 51-59.

W niniejszym artykule przedstawiono problematykę rozruchu silnika o ZS. Omówiono także wybrane parametry tego procesu przejściowego w działaniu silnika o ZS. Miało to na celu usystematyzowanie wybranych pojęć i zagadnień związanych z rozruchem. Przemyslenia zawarte w tym artykule są wynikiem dokonanego przeglądu literatury oraz wieloletnich badań prowadzonych przez autora.

GRABOŚ A., BORYGA M., BARTNIK G.: **The simulative tests of planetary-motion paddle – part II**; *EiN* nr 2/2007, s. 3-9.

The work presents the results of the simulative tests of paddle motion with planetary paddle drive and double planetary gear. The existing structure solution was modified to eliminate an undesirable effect of not mixed mass deposit near the container walls. There are presented the existing and modified mixer construction solutions, paths of blade motion as well as linear velocities in the function of a position.

PONIEWAŻ G., KUŚMIERZ L.: **Numerical research of the influence of loading and edge support element of self aligning pad on contact zone properties**; *EiN* nr 2/2007, s. 10-14.

Numerical research deal with longitudinal slide bearing with self aligning pads. Among this type of bearings, longitudinal slide bearing has the possibility of obtaining the most preferable operating characteristics. In the case of technical application, these bearings are used within a wide scope of diameters-from tens to over 3000 mm[1]. Loading transition in changeable conditions of bearing work (changeable rotary velocity, change of adhesiveness of oil driving the bearing interspace), with preserving satisfactory thicknesses of oil film, is possible due to the process of automatic relation of self aligning pads in relation to one axis or to a larger number of axes, depending on the way the self aligning pad rests on the support element. In this paper the case when the self aligning pad rests on the element along the edge running in axial direction is presented. The influence of segment loading, with taking into consideration shape modification of edge support element, on values and character of contact zone distribution was analyzed.

DENCZEW S.: **The reliability, safety and risks of water supply system operation versus critical infrastructure**; *EiN* nr 2/2007, s. 15-21.

This paper discusses the selected problems of reliability theory, safety theory and risk theory which – among numerous science branches applied to resolve water supply operation problems – have significant importance for operation and protection of critical infrastructure which includes also water supply systems. The modern water supply operation systems, based on scientific methods, guarantees continuous and safe provision of primary need – water supply to public in normal as well as critical situations.

MARKIEWICZ I.: **Analysis of elastic effort fields in truck frame designed by the SADSDF method**; *EiN* nr 2/2007, s. 22-27.

The method of statically admissible discontinuous stress fields (SADSDF) has become the tool for strength shaping of similar significance as the finite element method (FEM) for analysis and dimensioning. The paper presents the results of analyses of elastic effort fields in complex truck frame structure designed by the SADSDF method. The FEM method is used for the analysis. Results of numerical investigation are presented and discussed.

RYCHLIK A.: **Method of piston combustion engines fuel consumption measurement applying individualized electromagnetic injection parameters**; *EiN* nr 2/2007, s. 28-36.

The paper presents a new method of fuel consumption measurement in piston combustion engines equipped with electromagnetic fuel injectors. That method is presented on the example of the ZS engine equipped with Common Rail type fuel supply system.

HUNICZ J., NIEWCZAS A., KORDOS P., PIENIAK D.: **Experimental test stand for analysis of composite dental fillings degradation**; *EiN* nr 2/2007, s. 37-43.

The use of polymer composite dental fillings becomes very popular for treatment of dental cavities. This kind of fillings is distinguished by its resistance to cyclic loads taking place in an oral cavity. However, literature analysis does not provide an answer to questions concerning real working conditions and course of a wear process. Commonly applied clinical research, though one can be used for assessment of tooth-filling arrangement durability, do not allow for description of wear processes or failure appearance. Moreover, this kind of research is biased by substantial unrepeatability of working conditions and subjective diagnosis. The use of mathematical simulation tools for analysis dental fillings reliability is not accurate due to inhomogeneity of both teeth internal structure and polymer filling. In order to provide reliable analysis of dental fillings wear process a new methodology of fatigue research was proposed. A mastication simulator was designed which allows for realization of repeatable mechanical teeth loads cycles similar to anatomical ones. This approach assures independence of research results on individual features of patients taking part in clinical research and also substantially accelerates research procedures.

WAŻNY M., JASZTAŁ M.: **The outline of the method of determining the probability of practical device operation when changing diagnostic parameter values**; *EiN* nr 2/2007, s. 44-50.

Presented in this article is the outline of determining the probability of practical device operation based on the analysis and analytical specification of changes in diagnostic parameter values during usage. The method was elaborated based on a difference equation describing the dynamics of these changes for which a solution in the form of a probability density function was found.

DROŹDZIEL P.: **Start-up of a diesel engine**; *EiN* nr 2/2007, s. 51-59.

This article presents the problems connected with diesel engine start-up. The chosen parameters of this temporary process of the engine operation are also discussed. The aim of the article was to systemize the selected terms and issues connected with the diesel engine start-up. Conclusions presented in this paper are the result of the overview of the literature, as well as many years of research conducted by the author.

Andrzej GRABOŚ  
Marek BORYGA  
Grzegorz BARTNIK

## BADANIA SYMULACYJNE MIESZADŁA Z PRZEKŁADNIĄ PLANETARNĄ – CZ. II

### THE SIMULATIVE TESTS OF PLANETARY-MOTION PADDLE – PART II

*W pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych ruchu mieszadła napędzanego przekładnią planetarną oraz podwójną przekładnią planetarną. Zmodyfikowano istniejące rozwiązanie konstrukcyjne tak, aby wyeliminować niepożądany efekt zalegania niewymieszanej masy w rejonie ścianek pojemnika. Przedstawiono istniejące oraz zmodyfikowane rozwiązanie konstrukcyjne mieszadła, tory ruchu łopatek oraz prędkości liniowe łopatek w funkcji położenia.*

**Słowa kluczowe:** mieszadło, konstrukcja, tor ruchu łopatek, przekładnia planetarna, badania symulacyjne, prędkości liniowe

*The work presents the results of the simulative tests of paddle motion with planetary paddle drive and double planetary gear. The existing structure solution was modified to eliminate an undesirable effect of not mixed mass deposit near the container walls. There are presented the existing and modified mixer construction solutions, paths of blade motion as well as linear velocities in the function of a position.*

**Keywords:** mixer, structure, blade motion path, simulative tests, linear velocities, planetary gear,

#### 1. Wprowadzenie

W pierwszym etapie badań autorzy dokonali modyfikacji istniejącego rozwiązania konstrukcyjnego polegającej na zmianie liczby zębów satelity, która doprowadziła do sześciokrotnego zmniejszenia ilości masy zalegającej w pobliżu ścianek naczynia. Osiągnięte rezultaty były wprawdzie zadowalające jednakże nie doprowadziły do całkowitego wyeliminowania efektu zalegania masy. Stąd też, podjęto kolejną próbę modyfikacji konstrukcji mieszadła polegającą na wprowadzeniu koła pośredniego pomiędzy satelitą a kołem centralnym o uzębieniu wewnętrznym. W wyniku wprowadzonej modyfikacji następuje zmiana kierunku obrotów a w konsekwencji zmiana toru ruchu i zwiększenie prędkości bezwzględnej

#### 1. Introduction

In the first stage of testing, the authors have modified the existing structure solution consisting in a change of satellite teeth number that resulted in the sixfold reduction of mass volume deposited near the container walls. Although the obtained results proved to be satisfying, they did not allow to eliminate fully the effect of mass deposit. Hence, another attempt was made to modify the mixer construction, so the third wheel was introduced between the satellite and the internal central gear. Due to this modification, a change in a direction of rotations occurred and as a consequence, a change of the motion path as well as increase of mixers safety speed. Thus the effect of

mieszadeł. Jednocześnie zostaje wyeliminowany efekt zalegania masy w otoczeniu ścianek naczynia.

## 2. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest modyfikacja konstrukcyjna mieszadła, w wyniku której wyeliminowany został efekt zalegania masy przy ściankach naczynia. Jednocześnie zmiana ta miała na celu istotne skrócenie czasu mieszania poprzez zwiększenie prędkości liniowych mieszadeł, przy niezmienionej prędkości kątowej jarzma.

W pracy przedstawiono istniejące oraz zmodyfikowane rozwiązanie konstrukcyjne wraz z torami łopatek, które wyznaczono na podstawie równań opisujących ich położenie w funkcji kąta obrotu jarzma  $\theta$ . Prędkości liniowe końca łopatek wyznaczono poprzez różniczkowanie względem czasu równań położenia i przedstawiono w postaci wykresów trójwymiarowych.

## 3. Metodyka

W pierwotnym układzie napędowym moment obrotowy był przekazywany na mieszadła poprzez przekładnię planetarną z dwoma satelitami (rys. 1a). Kierunek obrotu kół przekazujących napęd bezpośrednio na mieszadła nie dawał możliwości uzyskania trajektorii ruchu krawędzi zewnętrznej mieszadła pozwalającej na uniknięcie zjawiska zalegania mieszanej masy na ściankach naczynia. Należało zatem wybrać taki wariant konstrukcyjny, który pozwoliłby na uzyskanie korzystniejszych trajektorii ruchu przy jak najmniejszych kosztach modyfikacji mechanizmu napędowego.

mass deposit in the vicinity of container walls was eliminated.

## 2. Work objective and scope

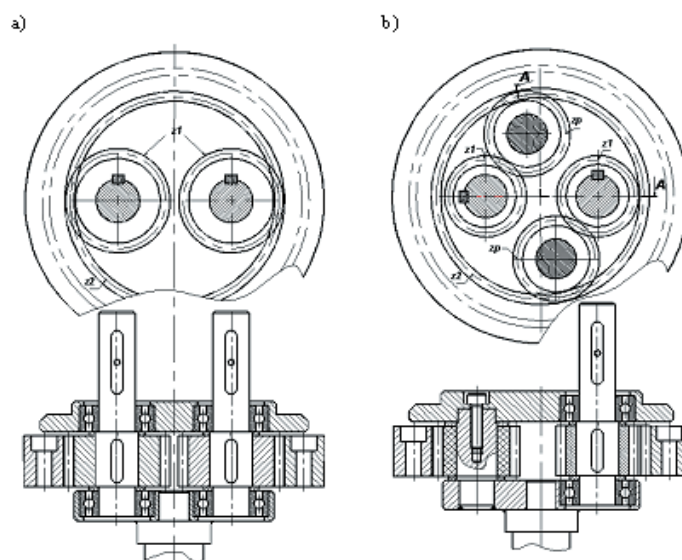
The aim of the present paper was the modification of the mixer structure that facilitated the elimination of mass deposit at the container walls. At the same time this change allowed to shorten significantly the mixing time through an increase of linear velocities of the mixers at the same planetary cage angular velocity.

The paper presents the existing and modified structure solutions along with paddle paths that were determined on the basis of the equations depicting their position in the function of the planetary cage angular velocity  $\theta$ . The linear velocities of the blade ends were established through differentiation in relation to the position equation time and presented as three-dimensional diagrams.

## 3. Methods

In the primary driving gear system the torque was transmitted to the mixers through the planetary gear with two satellites (Fig. 1a). The rotation direction of the wheels transmitting power directly onto the mixers did not allow to obtain a motion trajectory of the mixer external edge that could eliminate the effect of the mixed mass deposit on the container walls. Therefore such a structure solution should be chosen so that more efficient motion trajectory could be obtained at the lowest cost of the driving gear modification.

Finally, a construction variant was selected consisting in the introduction of additional third wheels



Rys. 1. Rysunek napędu mieszadła dla rozwiązania: a) pierwotnego, b) zmodyfikowanego  
 Fig. 1. Diagram of mixer driving gear for a) primary, b) modified solution

Wybrana została wersja rozwiązania polegająca na wprowadzeniu do przekładni planetarnej dodatkowych kół pośrednich, które spowodują odwrócenie kierunku obrotów mieszadła (rys. 1b).

W przypadku zastosowania takiego rozwiązania zmodyfikowana zostaje tarcza górna i tarcza dolna mechanizmu napędowego oraz zostają wprowadzone dodatkowe koła pośrednie, ułożyskowane w łożyskach ślizgowych. Ze względu na trudności w smarowaniu przekładni (względny higieniczny) koła pośrednie zaprojektowane zostały jako teflonowe. Z pierwotnego rozwiązania konstrukcyjnego zachowany został wieniec i cały układ przekazania napędu od silnika do jarzma, elementami dodatkowymi są: koła zębate pośrednie i osie kół pośrednich.

Współrzędne końca łopatki wyznaczono na podstawie równań rzutów na osie nieruchomego układu współrzędnych:

$$x = l_1 \cos \theta + l_2 \cos\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (1)$$

$$y = l_1 \sin \theta + l_2 \sin\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (2)$$

gdzie:  $l_1$  – promień jarzma,  $l_2$  – promień łopatki,  $i_p$  – przełożenie przekładni planetarnej,  $\theta$  – kąt obrotu jarzma.

Przełożenie przekładni w rozwiązaniu pierwotnym wynosi

$$i_p = \frac{z_1}{z_1 - |z_2|} \quad (3)$$

gdzie:  $z_1$  – liczba zębów satelity,  $z_2$  – liczba zębów koła centralnego o uzębieniu wewnętrznym.

W przypadku rozwiązania zmodyfikowanego, w którym pomiędzy koło o zazębieniu wewnętrznym a satelitę wprowadzono koło pośrednie przełożenie wynosi

$$i_p = \frac{z_1}{z_1 + |z_2|} \quad (4)$$

Rozpatrywana możliwa liczba zębów satelity wahała się w granicach  $z_1 = 17 \div 22$ , co podyktowane było z jednej strony uniknięciem korekcji kół zębatach, z drugiej zaś możliwością umieszczenia koła pośredniego. Założono, że liczba zębów koła centralnego o uzębieniu wewnętrznym  $z_2$  nie ulegnie zmianie w stosunku do rozwiązania pierwotnego co zapobiega nadmiernej ingerencji w istniejącą konstrukcję mieszadła. Liczbę zębów koła pośredniego, niemającego wpływu na wartość przełożenia, przyjęto arbitralnie.

Na podstawie równań (1) i (2) wyznaczono toru ruchu końca łopatki. Dla rozwiązania pierwotnego liczby zębów kół i przełożenie wynosiły odpowiednio  $z_1 = 22, z_2 = 48, i_p = -0,8462$ . W przypadku rozwiązania

to the planetary gear that impose a reversal direction of the mixer rotation (Fig. 1b).

Fig. 1. Diagram of mixer driving gear for a) primary, b) modified solution

In this solution, the top and bottom crown driving gears are modified and some additional third wheels are applied in the slide bearings. Owing to some hardship in the planetary gear lubrication (the hygiene aspects), the third wheels were designed as Teflon. From the primary solution the rim was maintained and the whole system of power transmission from the engine to the planetary cage, while the third wheels and third wheel axes are the additional elements.

The paddle end coordinates were determined on the grounds of equations of projections on the stationary co-ordinate system:

$$x = l_1 \cos \theta + l_2 \cos\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (1)$$

$$y = l_1 \sin \theta + l_2 \sin\left(\frac{\theta}{i_p}\right) \quad (2)$$

where:  $l_1$  – planetary cage radius,  $l_2$  – paddle radius,  $i_p$  – epicyclic ratio,  $\theta$  – planetary cage rotation angle.

Transmission gear in the primary solution is

$$i_p = \frac{z_1}{z_1 - |z_2|} \quad (3)$$

where:  $z_1$  – satellite teeth number,  $z_2$  – teeth number of internal central gear.

As for the modified solution at which between the internal gear and satellite there was applied the third wheel, transmission ratio is

$$i_p = \frac{z_1}{z_1 + |z_2|} \quad (4)$$

A considered possible number of satellite teeth ranged within  $z_1 = 17 \div 22$  to avoid gears correction on the one hand and a possibility of third wheel application on the other. It was assumed that teeth number of internal central gear  $z_2$  did not change in relation to the primary solution that prevents some redundant interference into the existing mixer construction. A number of third wheel teeth that does not affect the transmission value was assumed arbitrarily.

On the grounds of two equations (1) and (2) the paths of blade end motion were fixed. For the primary solution the gear teeth number and transmission ratio were  $z_1 = 22, z_2 = 48, i_p = -0.8462$  respectively, whereas for the modified solution, the best regarding the mix efficiency and



zmodyfikowanego, jako najkorzystniejsze z punktu widzenia efektu mieszania oraz możliwości umieszczenia kół zębatach w przekładni, przyjęto  $z_1 = 17$ ,  $z_p = 18$ ,  $z_2 = 48$ ,  $i_p = -0,2515$ .

W celu określenia składowych prędkości końca łopatki zróżniczkowano względem czasu równania położeń (1) i (2)

$$V_x = -\omega[l_1 \sin \theta + \frac{l_2}{i_p} \sin(\frac{\theta}{i_p})] \quad (5)$$

$$V_y = \omega[l_1 \cos \theta + \frac{l_2}{i_p} \cos(\frac{\theta}{i_p})] \quad (6)$$

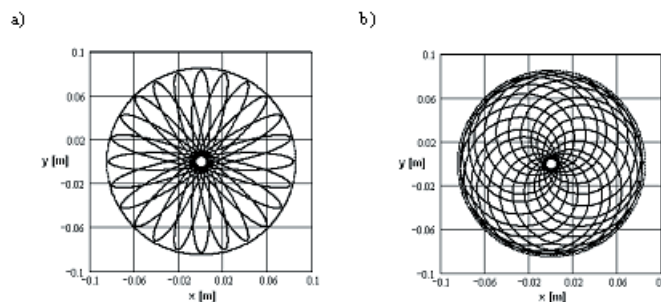
Prędkość wypadkową obliczono z zależności

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \quad (7)$$

#### 4. Wyniki badań i ich analiza

W celu wyznaczenia torów ruchu końca łopatki przeprowadzono komputerową symulację ruchu w programie Mathcad 2001 Professional.

Na rys. 2 przedstawiono torzy ruchu końca łopatki dla rozwiązania pierwotnego i zmodyfikowanego. Należy zaznaczyć, że w przypadku rozwiązania pierwotnego (rys.2a) w kolejnych cyklach zakreślane są te same torzy ruchu końca łopatki co oznaczają, że wykreślony torzy ruchu jest niezależny od liczby obrotów wykonanych przez jarzmo. W przypadku rozwiązania zmodyfikowanego przedstawiono torzy ruchu zaledwie dla sześciu obrotów jarzma (rys.2b). Po wykonaniu kolejnych obrotów przez jarzmo koniec łopatki nie porusza się po tych samych torach i w konsekwencji dociera do wszystkich możliwych wewnętrznych punktów naczynia.



Rys. 2. Torzy ruchu końca łopatki dla rozwiązania: a) pierwotnego, b) zmodyfikowanego  
 Fig. 2. Motion path of blade end for a) primary and b) modified solution

Wykorzystując pakiet Statistica 5.5A sporządzono, dla rozwiązania pierwotnego i zmodyfikowanego, przestrzenne wykresy zmian prędkości składowych i wypadkowej wzdłuż wybranego, charakterystycznego fragmentu torzy ruchu końca łopatki. W przypadku rozwiązania pierwotnego wybrano fragment torzy od punktu styku końca łopatki ze ścianką naczynia  $P_j$

possibility of gears assemble in transmission gear, the following were assumed  $z_1 = 17$ ,  $z_p = 18$ ,  $z_2 = 48$ ,  $i_p = -0,2515$ .

To define the velocity components of paddle end, the position equations (1) and (2) were differentiated in relation to time

$$V_x = -\omega[l_1 \sin \theta + \frac{l_2}{i_p} \sin(\frac{\theta}{i_p})] \quad (5)$$

$$V_y = \omega[l_1 \cos \theta + \frac{l_2}{i_p} \cos(\frac{\theta}{i_p})] \quad (6)$$

Resultant velocity was computed from a dependence

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \quad (7)$$

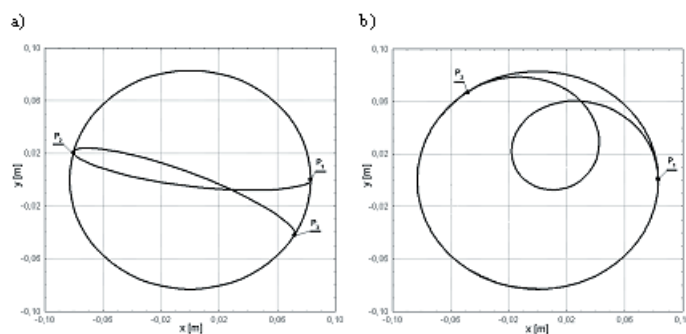
#### 4. Tests results and their analysis

In order to determine the blade end paths, the computer motion simulation was performed in the program Mathcad 2001 Professional.

Figure 2 presents the paddle end paths for both, primary and modified solution. It should be noted that in the case of the former (Fig.2a) in the subsequent cycles the same blade end paths are reported, so a motion path drawn does not depend on number of rotations made by the planetary cage. Whereas, for the modified solution, a motion path was given only for six cage rotations (Fig.2b). It was recorded that after the next cage rotations the paddle end did not move along the same paths and, as result, it reaches all the internal points of the container.

Using the program Statistica 5.5, for the primary and modified solutions there were elaborated the space diagrams of changes of component and resultant velocities along a chosen characteristic fragment of a paddle end motion path. In the case of the primary solution it was a fragment of path starting from a blade end contact point with a  $P_j$  container wall up to the

do dwóch kolejnych punktów styku –  $P_2$  i  $P_3$  (rys.3a). Dla rozwiązania zmodyfikowanego wybrano fragment toru pomiędzy dwoma kolejnymi punktami styku –  $P_1$  i  $P_2$  (rys.3b). Zarówno w jednym jak i drugim przypadku wybrane fragmenty są cyklicznie powtarzane, a początek toru ruchu znajduje się w punkcie  $P_1$  o współrzędnych  $(l_1+l_2,0)$ .



Rys. 3. Wybrane fragmenty torów ruchu końca łopatkii dla rozwiązania: a) pierwotnego, b) zmodyfikowanego  
 Fig. 3. Some fragments of blade end motion paths for a) primary and b) modified solution

Dla właściwego odczytania wartości prędkości składowych należy zwrócić uwagę na położenie płaszczyzny, dla której prędkość wynosi zero. Nie należy odczytywać wartości prędkości korzystając z linii rzutu na tor ruchu końca łopatkii.

Przedstawione wykresy prędkości składowych są reprezentatywne dla wybranego fragmentu toru ruchu przedstawionego na rys.3, zaś wykresy wypadkowe dla wybranego i wszystkich kolejnych.

W przypadku rozwiązania pierwotnego największa prędkość liniowa końca łopatkii występuje w okolicy środka naczynia i wynosi około  $V_{max} = 0,09$  m/s, najmniejsza zaś przy ścianie naczynia i wynosi  $V_{min} = 0,01$  m/s. Prędkość składowa, dla analizowanego fragmentu toru, w kierunku osi  $x$  zawiera się w przedziale  $V_x = -0,090 \div 0,084$  m/s, natomiast w kierunku osi  $y$  w przedziale  $V_y = -0,039 \div 0,022$  m/s.

W zmodyfikowanym rozwiązaniu konstrukcyjnym zaobserwowano istotny wzrost prędkości liniowej końca łopatkii. Największa prędkość wypadkowa występuje, w przeciwieństwie do rozwiązania pierwotnego, przy ścianie naczynia i wynosi około  $V_{max} = 0,2$  m/s. Jest to wartość ponad dwukrotnie większa od prędkości maksymalnej w rozwiązaniu pierwotnym.

Najmniejszą prędkość liniową końca łopatkii dla rozwiązania zmodyfikowanego  $V_{min} = 0,13$  m/s zarejestrowano w okolicach środka naczynia. Jest ona ponad dziesięciokrotnie większa od najmniejszej i jednocześnie większa od maksymalnej prędkości liniowej łopatkii z rozwiązania pierwotnego. Prędkość składowa, dla analizowanego fragmentu toru, w kierunku osi  $x$  zawiera się w przedziale  $V_x = -0,203 \div 0,131$  m/s, natomiast w kierunku osi  $y$  w przedziale  $V_y = -0,142 \div 0,207$  m/s.

two successive contact points –  $P_2$  and  $P_3$  (Fig.3a). While for the modified solution, a fragment of the path between the two consecutive contact points –  $P_1$  and  $P_2$  (Fig.3b). In both cases the chosen fragments are repeated in cycles and the motion path begins at point  $P_1$  of the  $(l_1+l_2,0)$  co-ordinates.

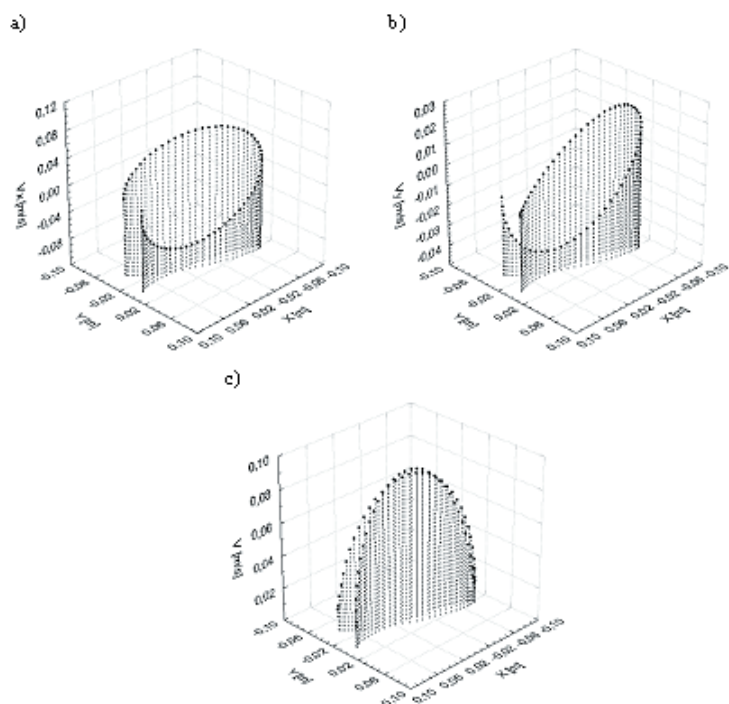
To read properly the values of component velocity one should note the space position for which the velocity is equal zero. A velocity value is not expected to be read using the line of projection on the motion path of blade end.

The presented diagrams of components velocity prove to be representative for a chosen fragment of the motion path given in Fig.3, while the diagrams of resultants for a chosen and all the successive ones.

Taking into account the primary solution, the highest linear velocity of the paddle end is recorded near the centre of the container, i.e. ca  $V_{max} = 0.09$  m/s, while the lowest at the container wall –  $V_{min} = 0.01$  m/s. The component velocity for the analyzed path fragment towards the axis  $x$  ranges  $V_x = -0.090 \div 0.084$  m/s, whereas towards the axis  $y$   $V_y = -0.039 \div 0.022$  m/s.

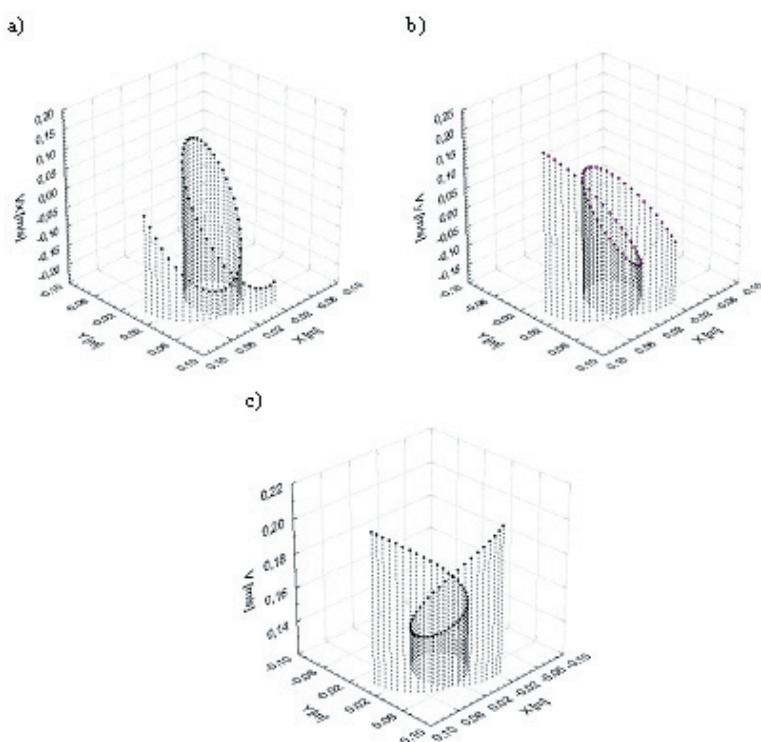
In the modified construction solution there was noted a significant increase of the linear velocity of blade end. The highest resultant velocity appears, contrary to the primary solution, at the container wall and is around  $V_{max} = 0.2$  m/s. This value is over twice higher compared to the maximal velocity in the primary solution.

The lowest linear velocity of blade end for the modified solution  $V_{min} = 0.13$  m/s was recorded near the container centre. It is over tenfold higher than the lowest and at the same time higher than the maximal linear velocity of blade from the primary solution. A resultant velocity for the investigated path fragment towards the axis  $x$  is contained within the range  $V_x = -0.203 \div 0.131$  m/s, while towards the axis  $y$  in the interval  $V_y = -0.142 \div 0.207$  m/s.



Rys. 4. Wykresy prędkości końca łopatki mieszadła dla rozwiązania pierwotnego: a) prędkość w kierunku osi x, b) prędkość w kierunku osi y, c) prędkość wypadkowa

Fig. 4. Diagrams of mixer blade end velocity for the primary solution: a) velocity towards axis x, b) velocity towards axis y c) resultant velocity



Rys. 5. Wykresy prędkości końca łopatki mieszadła dla rozwiązania zmodyfikowanego: a) prędkość w kierunku osi x, b) prędkość w kierunku osi y, c) prędkość wypadkowa

Fig. 5. Diagrams of mixer blade end velocity for modified solution: a) velocity towards axis x, b) velocity towards axis y c) resultant velocity



### 5. Wnioski

- 1) Wprowadzona modyfikacja dotychczasowego rozwiązania konstrukcyjnego mieszadła, pozwoliła na całkowite wyeliminowanie efektu zalegania niewymieszanej masy w otoczeniu ścianek naczynia. Związane jest to ze zmianą trajektorii ruchu końca łopatek polegającą na zamianie ruchu wahadłowego w pobliżu kolejnych płaszczyzn symetrii naczynia na ruch po okręgach wewnętrznie stycznych do ścianek naczynia.
- 2) Zmiana charakteru toru ruchu łopatek wpłynęła na zamianę rejonów występowania maksymalnych i minimalnych prędkości liniowych końca łopatek. W przypadku rozwiązania pierwotnego maksymalne prędkości zaobserwowano w rejonie środka naczynia, minimalne w otoczeniu ścianek a dla rozwiązania zmodyfikowanego odwrotnie.
- 3) Osiągnięcie znacznego skrócenia czasu mieszania (wg informacji użytkowników o około 1/3 dotychczasowego czasu) jest wynikiem ponad dziesięciokrotnego wzrostu prędkości liniowej końca łopatki przy niezmienionej prędkości kątowej jarzma.

### 6. References

- [1] Jaśkiewicz Z.: Poradnik inżyniera samochodowego: elementy i materiały. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa, 1990r.
- [2] Müller L.: *Przekładnie obiegowe*. PWN, Warszawa, 1983r.
- [3] Olędzki A.: *Podstawy teorii maszyn i mechanizmów*. WNT, Warszawa, 1997r.

### 5. Conclusions

Modification of the existing construction solution of a mixer allowed to eliminate totally the deposit effect of not mixed mass in the container walls surroundings. It is connected with a change of the trajectory motion of paddle ends that consisted in the change of a swinging motion near the successive symmetry spaces of the container into a motion along the circles internally tangent to the container walls.

A change of character of the blade end motion induced a change of the regions where the maximal and minimal linear velocities of blades ends were reported. As for the primary solution, the maximal velocities were noted in the container vessel centre region and the minimal in the walls surrounds. A contrary tendency was noted for the modified solution.

A substantial shortening of the mixing time (according to the users, by ca 1/3 time) results from the over tenfold growth of the linear velocity of blade end at unchanged planetary cage angular velocity.

---

**Dr inż. Marek BORYGA**  
**Dr inż. Andrzej GRABOŚ**  
**Dr inż. Grzegorz BARTNIK**

Katedra Podstaw Techniki  
Wydział Inżynierii Produkcji  
Akademia Rolnicza w Lublinie  
20-280 Lublin, ul. Doświadczalna 50A  
tel.: 081 461 00 61 wew.254, 240, 234  
e-mail: marek.boryga@ar.lublin.pl  
e-mail: andrzej.grabos@ar.lublin.pl  
e-mail: grzegorz.bartnik@ar.lublin.pl

---

## BADANIA NUMERYCZNE WPLYWU OBCIĄŻENIA ORAZ GEOMETRII KRAWĘDZI ELEMENTU OPOROWEGO SEGMENTU WAHLIWEGO NA WŁAŚCIWOŚCI STREFY KONTAKTU

### NUMERICAL RESEARCH OF THE INFLUENCE OF LOADING AND EDGE SUPPORT ELEMENT OF SELF ALIGNING PAD ON CONTACT ZONE PROPERTIES

*Przedmiotem badań symulacyjnych jest ślizgowe łożysko wzdłużne z płytkami wahliwymi. Wśród łożysk tego typu wyróżnia się możliwością osiągania najkorzystniejszych charakterystyk eksploatacyjnych. W zastosowaniach technicznych łożyska te stosowane są w bardzo szerokim zakresie średnic od kilkudziesięciu do ponad 3000 mm [5]. Przeniesienie obciążenia w zmieniających się warunkach pracy łożyska (zmienna prędkość obrotowa, zmiana lepkości oleju zasilającego szczelinę smarną) przy zachowaniu dostatecznych grubości filmu olejowego możliwe jest dzięki procesowi samoczynnego obracania się segmentów wahliwych względem jednej lub większej liczby osi w zależności od sposobu oparcia segmentu wahliwego o element oporowy. W artykule rozważono przypadek, gdy płytka wahliwa opiera się o element wzdłuż krawędzi przebiegającej w kierunku promieniowym. Zbadano wpływ obciążenia segmentu z uwzględnieniem modyfikacji kształtu krawędzi oparcia płytki na wartości oraz charakter rozkładu nacisków kontaktowych.*

**Słowa kluczowe:** ślizgowe łożyska wzdłużne, symulacja komputerowa, metoda elementów skończonych, naciski kontaktowe

*Numerical research deal with thrust slide bearing with self aligning pads. Among this type of bearings, thrust slide bearing has the possibility of obtaining the most preferable operating characteristics. In the case of technical application, these bearings are used within a wide scope of diameters-from tens to over 3000 mm[1]. Loading transition in changeable conditions of bearing work (changeable rotary velocity, change of adhesiveness of oil driving the bearing interspace), with preserving satisfactory thicknesses of oil film, is possible due to the process of automatic relation of self aligning pads in relation to one axis or to a larger number of axes, depending on the way the self aligning pad rests on the support element. In this paper the case when the self aligning pad rests on the element along the edge running in axial direction is presented. The influence of segment loading, with taking into consideration shape modification of edge support element, on values and character of contact zone distribution was analyzed.*

**Keywords:** thrust slide bearings, numerical simulation, finite element method, contact stresses

#### 1. Wstęp

Ślizgowe łożysko wzdłużne z płytkami wahliwymi przewyższa swoimi osiągnięciami eksploatacyjnymi inne rozwiązania konstrukcyjne w grupie tego typu łożysk np. łożyska z segmentami stałymi nieodkształcalnymi lub ulegającymi deformacjom sprężystym podczas pracy. Uzyskiwanie optymalnych charakterystyk łożyska z płytkami wahliwymi takich jak: wzrost grubości minimalnej filmu olejowego, spadek momentu

#### 1. Introduction

Thrust slide bearing with self aligning pads is much better in the case of operating achievements than other construction solutions in the group of this type of bearings eg: bearings with firm non-deformable segments or bearings with segments undergoing elastic deformation during work. Obtaining optimal characteristics of the bearing with self aligning pads, such as: increase of minimal thickness of oil film,

tarcia, obniżenie się przyrostu temperatury w szczelinie smarnej umożliwia proces samoczynnego obracania się segmentów wahliwych łożyska wzdłużnego w trakcie jego eksploatacji, co w konsekwencji prowadzi do uzyskania optymalnego w danych warunkach pracy kształtu szczeliny smarnej. Pożądanym staje się osiągnięcie odpowiednich właściwości strefy kontaktu segmentu wahliwego z elementem oporowym związanych z obniżaniem wartości nacisków kontaktowych przy jednoczesnym uzyskaniu równomiernego ich rozkładu. Należy podkreślić, że na proces tworzenia się rozkładu nacisków w strefie kontaktu oraz jej kształtu mają wpływ deformacje sprężyste oraz termosprężyste segmentów wahliwych wynikające z obciążenia powierzchni ślizgowych polem ciśnienia hydrodynamicznego oraz występowaniem zmiennego rozkładu temperatury w materiale segmentu [3]. Badania symulacyjne prowadzono z wykorzystaniem metody elementów skończonych oraz systemu I-DEAS.

## 2. Opis obiektu badań

Model geometryczny płytki wahliwej oraz elementu oporowego opracowano w systemie I-DEAS w oparciu o dokumentację techniczną badanego w warunkach laboratoryjnych łożyska z płytkami wahliwymi. Teoretyczna krawędź styku płytki oraz elementu oporowego przebiega wzdłuż odcinka prostej poprowadzonej w kierunku promieniowym (Rys.1).

Kształt powierzchni tarcia płytki wahliwej stanowi wycinek pierścienia, którego promień średni  $R_s=159$  mm, kąt rozwarcia  $\delta=40^\circ$  oraz szerokość segmentu  $B=100$  mm. Rozważono płytkę o grubości  $H=5$  mm, co sprzyja uzyskiwaniu znacznych deformacji segmentu. Założono wartość promienia zaokrąglenia profilu wycięcia w segmencie  $r_{seg}=2,5$  mm oraz promienia zaokrąglenia krawędzi oparcia elementu oporowego  $r_{seg}=2$  mm.

Model obciążenia powierzchni nośnej płytki wahliwej został opracowany w oparciu o dane eksperymentalne uzyskane w wyniku badań przeprowadzonych na stanowisku do badań ślizgowych łożysk wzdłużnych [1, 4] – rys.2.

Wypadkowa przyjętego rozkładu modelu obciążenia ciśnieniem hydrodynamicznym wynosiła w wariancie podstawowym badań  $F_o=9000$  N (odpowiadające tej wartości średnie naciski na powierzchni ślizgowej płytki wynoszą 0,84 MPa), natomiast prędkość obrotowa wału  $n=500$  obr/min. Przyjęty model dyskretny układu płytka wahliwa – element oporowy uwzględniał wymianę ciepła między powierzchniami swobodnymi segmentu a otoczeniem przy założeniu, że wymiana odbywa się na drodze przejmowania ciepła, przy czym założono współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha=500$  W/m<sup>2</sup>K oraz wartość temperatury otoczenia  $T_o=25^\circ\text{C}$ .

decrease of friction moment, decrease of temperature rise in bearing interspace, is possible due to the automatic rotation of self aligning pads of thrust bearing during its exploitation, which, in consequence, leads to obtaining optimal shape of bearing interspace in given working conditions. It is desired to obtain appropriate contact zone properties of self aligning pad with support element. These properties are connected with decreasing of contact stresses values and obtaining their equal distribution at the same time. It should be noted that the process of stresses distribution presence in the contact zone and the contact zone shape are influenced by elastic and thermoelastic deformations of self aligning pads resulting from the slide surfaces loading with hydrodynamic pressure and the presence of changeable distribution of temperature in segment material[4]. Simulation research were made allying the finite element method and I-DEAS system.

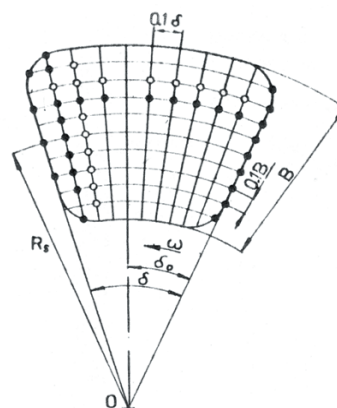
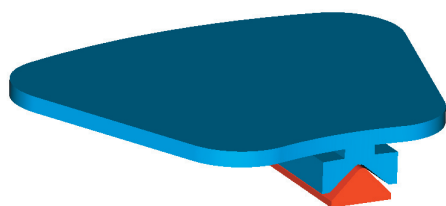
## 2. Description of research object

The geometrical model of self aligning segment and support element was made using the I-DEAS system, according to the technical data of the bearing with self aligning pads analyzed in laboratory conditions. The theoretical edge of pad and support element contact zone runs along the line segment in the axial direction.(Fig.1)

The shape of friction surface of self aligning pad constitutes ring sector which medium radius is  $R_s=159$  mm, spreading angle  $\delta=40^\circ$  and segment width  $B=100$ mm. The pad with thickness  $H=5$ mm was considered. This allowed for obtaining a considerable deformation of segment. It was assumed that the value of rounding radius of ring sector profile in segment was  $r_{seg}=2.5$ mm and the value of rounding radius of edge support element was  $r_{seg}=2$  mm.

The model of loading of supporting surface of self aligning pad was worked out on the basis of experimental data obtained during research made in test stand for longitudinal slide bearings [2,3]-Fig.2.

The resultant of the assumed distribution of model of hydrodynamic pressure loading was in the basic variant of research  $F_o=9000$ N (corresponding to that value mean stresses on the slide surface of the pad are 0.84 MPa), however, shaft rotary velocity was  $n=500$  rot/min. The assumed discrete model of pad-support element took into consideration the heat exchange between the segment free surfaces and the environment on the way of heat transfer, yet it was assumed that heat transfer coefficient was  $\alpha=500$ W/m<sup>2</sup>K and the environment temperature  $T_o=25^\circ\text{C}$ .



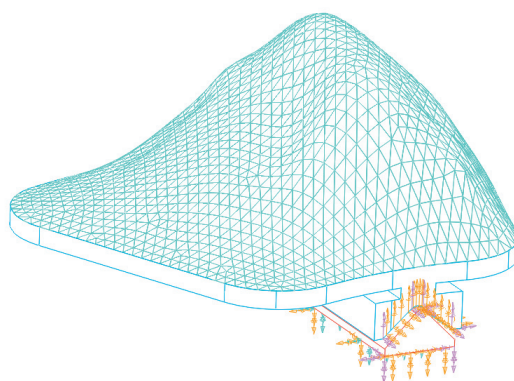
Rys. 1. Model segmentu wahliwego  
Fig. 1. Model of self aligning segment

Obliczenia numeryczne rozszerzono w stosunku do wariantu podstawowego o inne wartości obciążeń stanowiące odpowiednio: 0,33, 0,5, 2, 3, wartości obciążenia podstawowego (9000 N).

Zasadniczym elementem badań symulacyjnych było określenie wpływu modyfikacji geometrii krawędzi oparcia elementu oporowego. Modyfikacja polegała na zastąpieniu zarysu prostego w przekroju promieniowym krawędzi oparcia zarysem zmodyfikowanym w postaci odcinka łuku, którego promień krzywizny zmieniał się w zakresie od 125000 mm do 4167mm. Efektem takiej modyfikacji było uzyskanie określonych wartości luzów  $x$  zmieniających się w przekroju promieniowym [4]. W punktach położonych na brzegach strefy kontaktu wynosiły one odpowiednio:  $x = 0,01; 0,02; 0,05; 0,10; 0,15; 0,20; 0,30$  mm.

### 3. Wyniki badań

Wpływ obciążenia względnego  $F/F_0$  na wartości maksymalne nacisków kontaktowych  $p_H$  w przypadku zmieniających się wartości luzu  $x$  przedstawiono na rysunkach 3 oraz 4. Widoczny jest wyraźny wpływ zmian obciążenia na wartości nacisków  $p_H$ , przy czym zależność nie przebiega liniowo. Można stwierdzić, że w przypadku najmniejszych luzów ( $x = 0,01$ mm) wzrost obciążenia w przedziale wartości  $F/F_0 = 0,33$  do 1 nie wpływa na zmiany wartości maksymalnej nacisków kontaktowych.



Rys. 2. Model obciążeń segmentu wahliwego  
Fig.2 Model of loads of self aligning segment

Numerical calculations were widened in comparison with the basic variant of different loading values which are as follow: 0.33, 0.5, 2.0, 3.0 of basic loading value (9000N).

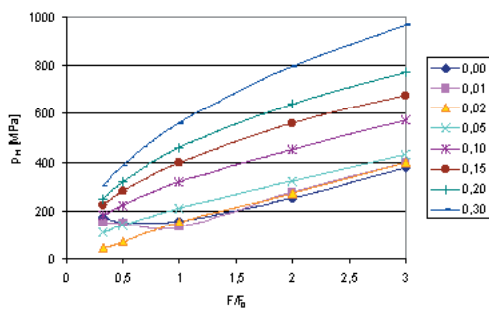
The main aim of simulation research was determining the influence of modification of edge support element geometry. The modification was based on replacing of normal outline in radial section of the edge support by modified outline in the form of arc section with curvature

radius changing within the range of 125000mm to 4167mm. This modification allowed for obtaining certain values of clearance  $x$  changing in the radial section [2]. At points on the edges of contact zone they were as follow:  $x=0.01, 0.02, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.30$  mm.

### 3. Results of analysis

The influence of relative loading  $F/F_0$  on maximal values of contact stresses  $p_H$  in the case of changing values of clearance  $x$  is shown in Figures 3 and 4. The influence of loading changes on stresses  $p_H$  is well visible; yet, this dependency is of non-linear character. It can be stated that in the case of smallest clearance ( $x = 0.01$ mm) the increase of loading within the range of  $F/F_0$  from 0.33 to 1 does not influence the changes of maximal value of contact stresses.

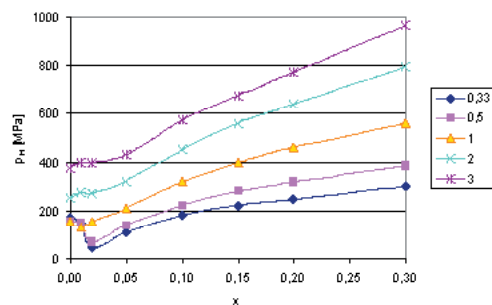
Na rysunkach 5 do 7 przedstawiono zmiany wartości nacisków kontaktowych  $p_H$  wzdłuż krawędzi oparcia segmentu - położenie punktu wykresu wyznacza współrzędna promieniowa  $r^* = (r - R_s)/B$ . Wyraźnie widać zmiany charakteru krzywych zarówno w zależności od wartości luzu  $x$  jak i obciążenia względnego  $F/F_0$ . W przypadku najmniejszych wartości luzów oraz obciążeń względnych ekstremalne wartości nacisków kontaktowych  $p_H$  występują okolicach promienia wewnętrznego oraz zewnętrznego segmentu. Wzrost obciążenia prowadzi do wyraźnego przemieszczania się obszaru maksymalnych wartości nacisków kontaktowych do strefy położonej w okolicy promienia średniego.



Rys. 3. Wartości maksymalne nacisków kontaktowych w zależności od obciążenia względnego dla założonych wartości luzów  $x$

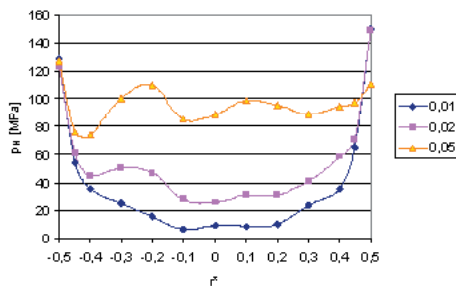
Fig. 3. Maximal values of contact stresses depending on relative loading for the assumed values of clearance  $x$

In Figures 5 to 7 changes of values of contact stresses  $p_H$  along segment support edge are presented-the position of diagram point is determined by radial coordinate  $r^* = (r - R_s)/B$ . It is well visible that the character of curves changes depending on the clearance values and relative stress  $F/F_0$ . In the case of the smallest values of clearance and relative stresses the extreme values of contact stresses  $p_H$  are present in the area of internal radius and external segment. The increase of loading leads to considerable transition of the area of contact stresses maximal values to the area near the mean radius.



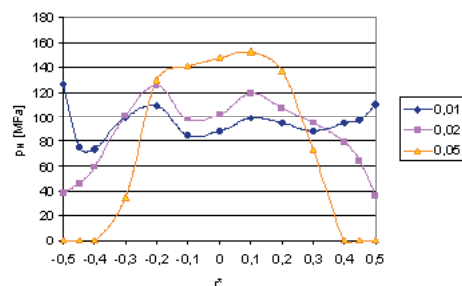
Rys. 4. Wartości maksymalne nacisków kontaktowych w funkcji wartości luzu  $x$  oraz obciążenia względnego  $F/F_0$

Fig. 4. Maximal values of contact stresses in function of clearance  $x$  value and relative loading  $F/F_0$



Rys. 5. Wartości nacisków kontaktowych wzdłuż krawędzi oparcia w przypadku obciążenia względnego  $F/F_0 = 0,33$

Fig. 5. Contact stresses values along support edge in the case of relative loading  $F/F_0 = 0.33$



Rys. 6. Wartości nacisków kontaktowych wzdłuż krawędzi oparcia w przypadku obciążenia względnego  $F/F_0 = 1$

Fig. 6. Contact stresses values along support edge in the case of relative loading  $F/F_0 = 1$

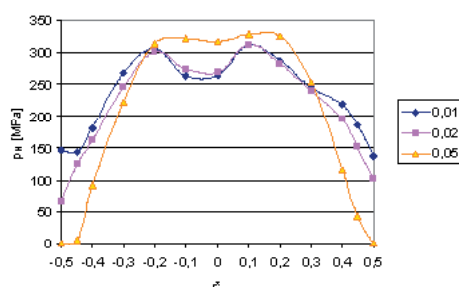
#### 4. Wnioski

- Przeprowadzone badania symulacyjne wykazały istotny wpływ obciążenia płytki wahliwej ślizgowego łożyska wzdłużnego na zmiany wartości nacisków kontaktowych, jak również charakter tych zmian wzdłuż krawędzi oparcia.
- W przypadku małych wartości luzu  $x$  zdefiniowanego w artykule i towarzyszącym jemu niższemu obciążeniu łożyska nie stwierdzono wyraźnych

#### 4. Conclusions

- Simulations showed important influence of loading of self aligning pad of longitudinal slide bearing on contact stresses values, as well as character of these changes along support edge
- In the case of small values of clearance  $x$ , defined in this paper and connected with that smallest loading of bearing, considerable changes of





Rys.7 Wartości nacisków kontaktowych wzdłuż krawędzi oparcia w przypadku obciążenia względnego  $F/F_0 = 3$   
 Fig. 7. Contact stresses values along support edge in the case of relative loading  $F/F_0 = 3$

zmian maksymalnych wartości nacisków kontaktowych.

- Wzrost obciążenia wpływa na zmianę właściwości strefy styku polegającą na koncentracji maksymalnych wartości nacisków kontaktowych w centralnej części segmentu
- Przyjęcie zbyt małej wartości luzu  $x$  nie daje spodziewanych korzyści w postaci minimalizacji wartości nacisków kontaktowych w zakresie niższych obciążeń.

maximal values of contact stresses were not observed.

- Increase of loading influences the change of contact zone properties. The change is based on concentration of maximal values of contact stresses in segment central part.
- Assuming too small values of clearance  $x$  does not provide expected profits in the form of minimization of contact stresses values within the scope of smaller loading.

## 5. References

- [1] Kuśmierz L., Ponieważ G., Jonak J.: *Termosprężyste deformacje segmentu wahliwego ślizgowego łożyska wzdłużnego – porównanie wyników eksperymentu oraz badań modelowych.* - XXII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Tom3, Akademia Morska w Gdyni, Gdynia-Jurata 2005
- [2] Ponieważ G., Kuśmierz L.: *Badania symulacyjne właściwości strefy styku segmentu wahliwego z elementem oporowym.* – XXII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn, Tom 4, Akademia Morska w Gdyni, Gdynia-Jurata 2005
- [3] Kuśmierz L., Ponieważ G., Jonak J.: *Wpływ nierównomiernego pola temperatury w płycie wahliwej ślizgowego łożyska wzdłużnego na proces jej deformacji.* - XV Konferencja: Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo. Politechnika Warszawska, Kazimierz Dolny 2005
- [4] Kuśmierz L., Ponieważ G.: *Analiza wpływu modyfikacji geometrii krawędzi elementu oporowego płytki wahliwej na właściwości strefy kontaktu.* – Eksploatacja i Niezawodność nr 1/2007 Polskie Towarzystwo Naukowo-Techniczne Eksploatacyjne, Warszawa 2007
- [5] Brockett T. S., Barrett I., E., Allaire P., E.: *Thermoelastohydrodynamic Lubrication in Thrust Bearings*, ROMAC Report #378, Department of Mechanical, Aerospace and Nuclear Engineering, University of Virginia, 1994.
- [6] System I-DEAS NX Series.

---

**Dr inż. Leszek Kuśmierz**  
**Dr inż. Grzegorz Ponieważ**

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn  
 Wydział Mechaniczny  
 Politechnika Lubelska  
 ul. Nadbystrzycka 36  
 20-618 Lublin  
 l.kusmierz@pollub.pl  
 g.poniewaz@pollub.pl

---

## NIEZAWODNOŚĆ, BEZPIECZEŃSTWO I RYZYKO SYSTEMÓW EKSPLOATACJI WODOCIĄGÓW W ASPEKTCIE INFRASTRUKTURY KRYTYCZNEJ

### THE RELIABILITY, SAFETY AND RISKS OF WATER SUPPLY SYSTEM OPERATION VERSUS CRITICAL INFRASTRUCTURE

*W opracowaniu omówiono wybrane problemy teorii niezawodności, teorii bezpieczeństwa oraz teorii ryzyka, które spośród wielu dyscyplin naukowych stosowanych do rozwiązywania zagadnień eksploatacyjnych wodociągów lub inaczej systemów zaopatrzenia w wodę posiadają istotne znaczenie szczególnie w aspekcie funkcjonowania i ochrony infrastruktury krytycznej, do której są one między innymi zaliczane. Nowoczesne systemy eksploatacji wodociągów oparte na metodach naukowych są gwarantem ciągłego i bezpiecznego zaspokajania pierwszej potrzeby, jakim jest zaopatrzenie w wodę ludności w warunkach normalnych oraz w sytuacjach kryzysowych.*

**Słowa kluczowe:** zaopatrzenie w wodę, system eksploatacji, niezawodność, bezpieczeństwo, ryzyko, infrastruktura krytyczna

*This paper discusses the selected problems of reliability theory, safety theory and risk theory which – among numerous science branches applied to resolve water supply operation problems – have significant importance for operation and protection of critical infrastructure which includes also water supply systems. The modern water supply operation systems, based on scientific methods, guarantees continuous and safe provision of primary need – water supply to public in normal as well as critical situations.*

**Keywords:** water supply, operation system, reliability, safety, risk, critical infrastructure

#### 1. Wprowadzenie

Zagadnienia dotyczące niezawodności, bezpieczeństwa i ryzyka systemów eksploatacji wodociągów w ciągu ostatnich 20 lat podjęte zostały w Polsce w badaniach naukowych i stale są rozwijane [1-12].

Teoria niezawodności oparta jest na teorii prawdopodobieństwa, która zajmuje się badaniem i prognozowaniem zdarzeń losowych. W odniesieniu do systemów eksploatacji wodociągów określa prawdopodobieństwo występowania uszkodzeń poszczególnych elementów lub całego systemu zaopatrzenia w wodę. W odróżnieniu od teorii niezawodności, która bada wszystkie uszkodzenia występujące w procesie eksploatacji, teoria bezpieczeństwa zajmuje się badaniem uszkodzeń stwarzających stany zagrożenia bezpieczeństwa. Natomiast teoria ryzyka, która ma mocne powiązania z teorią niezawodności i teorią bezpieczeństwa, pozwala na określenie prawdopodobieństwa zaistnienia nieprzewidzianych zdarzeń losowych mogących powodować straty i niebezpieczeństwo [8,9].

Mała niezawodność elementów systemów zaopatrzenia w wodę charakteryzuje się dużą liczbą

#### 1. Introduction

Problems relating to reliability, safety and risk of water supply operation systems have been undertaken in Poland during the last 20 years in scientific research and they are still developed [1-12].

The reliability theory is based on probability theory which investigates and forecasts random events. As regards water supply operation systems – it determines probability of damages of individual elements or the whole water supply system. The safety theory – unlike reliability theory, which investigates all damages occurring in operation process – investigates defects which create dangers for safety. The risk theory – which is closely connected with reliability theory and safety theory – allows to determine probability of occurrence of unforeseen random events which may cause losses and danger [8,9].

The low reliability of water supply system components gives high number of defects and lower safety, as well as high risk of losses and danger conditions in water supply for public.

Even the superficial review of application of scientific branches in resolution of water supply operation

uszkodzeń i mniejszym bezpieczeństwem oraz dużym ryzykiem powstania strat i stanów zagrożenia w dostawie wody dla ludności.

Nawet ten pobieżny przegląd dotyczący wykorzystania dyscyplin naukowych w rozwiązywaniu problemów eksploatacji wodociągów uzmysławia ich wielkie znaczenie dla racjonalnego, efektywnego, sprawnego i bezpiecznego gospodarowania ogromnym majątkiem w postaci obiektów, urządzeń i instalacji wodociągowych. Biorąc pod uwagę również to, że działalność związana z zaopatrzeniem w wodę posiada charakter strategiczny, stosowanie metod naukowych staje się nieodzownym elementem w zarządzaniu systemem eksploatacji wodociągów.

Takie podejście do problematyki eksploatacyjnej wodociągów pozwala na zapewnienie wysokiej jakości usług dotyczących dostaw wody dla ludności w odpowiedniej ilości, o wystarczającym ciśnieniu i wymaganej jakości [1,4].

## 2. Podstawowe wskaźniki niezawodności, bezpieczeństwa i ryzyka

Niezawodność wodociągu jest to prawdopodobieństwo opisujące gotowości systemu zaopatrzenia w wodę do działania w sposób kompleksowy i opisywane jest za pomocą charakterystyk jakościowych (nieuszkodzalność, trwałość, naprawialność) oraz charakterystyk ilościowych opartych na teorii prawdopodobieństwa. Najważniejsze wskaźniki niezawodności to [6,11]:

- prawdopodobieństwo uszkodzenia -  $Q(t)$ ,
- prawdopodobieństwo bezawaryjnej pracy -  $P(t)$ ,
- średni czas bezawaryjnej pracy -  $T_{pb}$  [d],
- średni czas odnowy -  $T_0$  [h],
- intensywność uszkodzeń -  $\lambda$  [d<sup>-1</sup>],
- intensywność odnowy -  $\mu$  [h<sup>-1</sup>],
- wskaźnik gotowości -  $T$ .

Prawdopodobieństwo uszkodzenia  $Q(t)$  to prawdopodobieństwo, że w określonych warunkach eksploatacji w czasie  $t$  nastąpi chociaż jedno uszkodzenie, natomiast prawdopodobieństwo bezawaryjnej pracy  $P(t)$  to prawdopodobieństwo tego, że w czasie  $t$  w procesie eksploatacji nie nastąpi ani jedno uszkodzenie.  $P(t)$  jest funkcją malejącą (im większe jest  $t$ , tym prawdopodobieństwo bezawaryjnej pracy jest mniejsze). Może ona przyjmować dowolne wartości w przedziale od 0 do 1 ( $1 > P(t) > 0$ ). Uszkodzenie i bezawaryjność stanowią zupełny zbiór zdarzeń i opisywane są równaniem [6,11]:

$$P(t) = 1 - Q(t) \quad (1)$$

Średni czas bezawaryjnej pracy elementów wodociągu  $T_{pb}$  jest to wartość oczekiwana czasu ich pracy do uszkodzenia i określany jest wzorem [6,11]:

problems demonstrate their high importance for rational, effective, efficient and safe management of huge assets – water supply objects, facilities and systems. Taking into account also that activities related to water supply have strategic nature, application of scientific methods seems the indispensable element in water supply operation system management.

This approach to water supply operation problems allows to secure high quality of water supply to public services in proper level, sufficient pressure and required quality [1,4].

## 2. The main indicators of reliability, safety and risk

The water supply system reliability is the probability describing on a broad basis system readiness to supply water; it is described by quality specifications (fault resistance, service life, repairability) and quantity specifications, based on probability theory. The main reliability indicators include [6,11]:

- failure probability -  $Q(t)$ ,
- faultless operation probability -  $P(t)$ ,
- faultless operation average period -  $T_{pb}$  [d],
- renewal average period -  $T_0$  [h],
- defect intensity -  $\lambda$  [d<sup>-1</sup>],
- renewal intensity -  $\mu$  [h<sup>-1</sup>],
- readiness indicator -  $T$ .

The failure probability  $Q(t)$  is probability that at least single defect occurs in specified operation conditions in  $t$  period, and the faultless operation probability  $P(t)$  defines probability that there will be no failures in operation period  $t$ .  $P(t)$  is a decreasing function (the higher jest  $t$ , the less faultless operation probability). It can assume any values between 0 and 1 ( $1 > P(t) > 0$ ). The failure and faultless constitute the closed set of events and are described by the following formula [6,11]:

$$P(t) = 1 - Q(t) \quad (1)$$

The faultless average water supply elements operation period  $T_{pb}$  is a expected period of their operation till failure and it is described by the following formula [6,11]:

$$T_{pb} = \int_{-\infty}^{+\infty} tf(t)dt = \int_0^{\infty} P(t)dt \quad (2)$$

gdzie:  $f(t)$  – gęstość rozkładu czasu bezawaryjnej pracy

Średni czas odnowy  $T_o$  elementów wodociągu jest wartością oczekiwaną zmiennej losowej opisującej czas odnowy i posiada postać [6,11]:

$$T_o = E(T_o') = \int_0^{\infty} tf_o(t)dt \quad (3)$$

gdzie:  $E(T_o')$  – wartość oczekiwana zmiennej losowej  $T_o'$ ,  $f_o(t)$  – gęstość zmiennej losowej  $T_o'$ .

Intensywność uszkodzeń  $\lambda$  to prawdopodobieństwo uszkodzenia elementów wodociągu w jednostce czasu  $t$ , jeśli do tego czasu uszkodzenie nie powstało, i określa się zależnością [6,11]:

$$\lambda = \frac{1}{t} [d^{-1}] \quad (4)$$

Zależność między intensywnością uszkodzeń i prawdopodobieństwem bezawaryjnej pracy wyraża się wzorem [6,11]:

$$\lambda(t) = -\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} \quad (5)$$

Jeśli intensywność uszkodzeń  $\lambda = \text{const}$ , to prawdopodobieństwo bezawaryjnej pracy  $P(t)$  określana jest zależnością:

$$P(t) = \exp \left[ -\int_0^t \lambda(t) dt \right] \quad (6)$$

Intensywność odnowy  $\mu(t)$  określa liczbę uszkodzeń usuwanych w jednostce czasu i przedstawia stosunek prawdopodobieństwa odnowy wodociągu lub jego elementów w przedziale czasu  $(t, t + \Delta t)$  przy warunku, że w momencie  $t$  wodociąg lub jego elementy były jeszcze odnawiane, do długości przedziału czasu i wyrażana jest zależnością [6,11]:

$$\mu(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{P_o(\Delta t/t)}{\Delta t} \quad (7)$$

gdzie:  $P_o(\Delta t/t)$  – prawdopodobieństwo warunkowe odnowy wodociągu lub jego elementów w przedziale czasu  $(t, t + \Delta t)$  przy założeniu, że do momentu  $t$  odnowa została zakończona,  $\Delta t$  – przedział czasu, na jaki podzielono badane okresy odnowy.

Wskaźnik gotowości  $K_g$  jest to prawdopodobieństwo, że wodociąg lub jego elementy będą w stanie zdatności w dowolnym momencie czasu  $t$  od początku okresu eksploatacji. Stacjonarna postać tego wskaźnika wyrażona jest wzorem [6,11]:

$$K_g = \frac{T_{pb}}{T_{pb} + T_o} \quad (8)$$

gdzie:  $T_{pb}$  i  $T_o$  jak we wzorach 2 i 3.

$$T_{pb} = \int_{-\infty}^{+\infty} tf(t)dt = \int_0^{\infty} P(t)dt \quad (2)$$

where:  $f(t)$  – faultless operation period frequency function.

The water supply elements renewal average period  $T_o$  is a expected value of random variable describing renewal period and is defined by the following formula [6,11]:

$$T_o = E(T_o') = \int_0^{\infty} tf_o(t)dt \quad (3)$$

where:  $E(T_o')$  – expected value of random variable  $T_o'$ ,  $f_o(t)$  – density of random variable  $T_o'$ .

The defect intensity  $\lambda$  is a probability of water supply system elements failures in time unit  $t$ , if failure did not occur sooner and it is defined by the following formula [6,11]:

$$\lambda = \frac{1}{t} [d^{-1}] \quad (4)$$

The following formula described relation between defect intensity and probability of faultless operation [6,11]:

$$\lambda(t) = -\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} \quad (5)$$

If damage intensity  $\lambda = \text{const}$ , then probability of faultless operation  $P(t)$  is defined by the following relation:

$$P(t) = \exp \left[ -\int_0^t \lambda(t) dt \right] \quad (6)$$

The renewal intensity  $\mu(t)$  defines number of failures eliminated in time unit and it presents relation of probability of water supply system or its elements in time period  $(t, t + \Delta t)$  with condition that water supply system or its elements were in  $t$  moment still renewed till time period length and it is expressed by the following formula [6,11]:

$$\mu(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{P_o(\Delta t/t)}{\Delta t} \quad (7)$$

where:  $P_o(\Delta t/t)$  – conditional probability of water supply system or its elements renewal in  $(t, t + \Delta t)$  period assuming that renewal was finished till  $t$ ,  $\Delta t$  – periods into which the investigated renewal periods were divided.

The readiness indicator  $K_g$  expresses probability that water supply system or its elements will be fit for operation in any  $t$  period from commencement of their operation. The stationary form of this indicator is expressed by following formula [6,11]:

$$K_g = \frac{T_{pb}}{T_{pb} + T_o} \quad (8)$$

where:  $T_{pb}$  and  $T_o$  as in formulae 2 and 3.

Podstawowymi wskaźnikami bezpieczeństwa w odniesieniu do wodociągów są zawodność bezpieczeństwa  $Q_b(t)$  oraz intensywność zawodności bezpieczeństwa  $\lambda_b(t)$ . W systemach eksploatacji wodociągów bezpieczeństwo posiada potrójny aspekt – rozpatruje się bezpieczeństwo działania systemu, bezpieczeństwo personelu obsługującego system oraz bezpieczeństwo odbiorców usług wodociągowych.

Natomiast podstawowe wskaźniki ryzyka, to [8-10]:

- prawdopodobieństwo zaistnienia nieprzewidywanych zdarzeń i w konsekwencji powstania strat –  $P_i$ ,
- bezwzględna wartość strat –  $S_i$ ,
- wartość oczekiwana strat –  $E(S)$ .

Ryzyko w odniesieniu do wodociągów opisywane jest zależnością [8-10]:

$$R = E(S) = \sum_{i=0}^n P_i S_i \quad (9)$$

gdzie:  $P_i$  – prawdopodobieństwo zaistnienia i-tego zdarzenia nieprzewidywanego,  $S_i$  – wartość strat dotyczących i-tego zdarzenia nieprzewidywanego.

### 3. Wodociągi jako element infrastruktury krytycznej

Na podstawie klasyfikacji opracowanej w zakresie infrastruktury komunalnej, składającej się z technicznej, ogólnej i krytycznej, wodociągi zaliczane są do infrastruktury technicznej o charakterze inżynierskim (dostawa wody - usługi komunalne) oraz do infrastruktury krytycznej o charakterze strategicznym (zaopatrzenie w wodę - usługi pierwszej potrzeby) [1,2]. Świadczy to o podwójnym aspekcie oraz kluczowym znaczeniu, gdyż ich funkcjonowanie jak również ochrona zapewniają bezpieczeństwo państwa i jego obywateli szczególnie w sytuacjach kryzysowych.

Obecnie trwają prace nad projektem ustawy o zarządzaniu kryzysowym w nawiązaniu do aktów prawnych unijnych dotyczących infrastruktury krytycznej i jej ochrony [13,14]. We wspomnianej wyżej ustawie podano definicję infrastruktury krytycznej i jej skład (wymieniono w niej systemy zaopatrzenia w wodę) oraz omówiono kwestie dotyczące ochrony tejże infrastruktury.

W dobie nasilenia się różnorodnych zagrożeń cywilizacyjnych (ataki na infrastrukturę krytyczną, w tym także na systemy zaopatrzenia w wodę w postaci głównie kradzieży np. uzbrojenia wodociągowego - włączy żeliwne, skrzynki żeliwne do zasuw i hydrantów, groźba ataków terrorystycznych oraz zdarzeń losowych itp.) zarządzanie systemami eksploatacji wodociągów oparte na metodach naukowych nabiera szczególnego znaczenia. Dlatego też stosowanie teorii niezawodności, bezpieczeństwa i ryzyka, w szczególności badań eksploatacyjnych wodociągów i jego

The safety failure indicator  $Q_b(t)$  and safety failure intensity  $\lambda_b(t)$  are the main safety indicator for water supply systems. Safety in water supply system operation has three aspects – system operation safety, system operating personnel safety and water supply service customer safety.

The main risk indicators are as follows [8-10]:

- probability of occurrence of unforeseen events and losses in their consequence –  $P_i$ ,
- absolute loss value –  $S_i$ ,
- expected loss value –  $E(S)$ .

Risk in relation to water supply systems is described by the following formula [8-10]:

$$R = E(S) = \sum_{i=0}^n P_i S_i \quad (9)$$

where:  $P_i$  – probability of occurrence of i unforeseen event,  $S_i$  – value of losses concerning i unforeseen event.

### 3. The water supply systems as element of critical infrastructure

Under classification developed within municipal infrastructure, including technical, general and critical infrastructure, water supply systems are included to technical infrastructure with engineering nature (water supply – municipal services) and critical infrastructure with strategic nature (water supply – primary needs) [1,2]. It testifies dual aspect and key importance as operation and protection of water supply systems secures safety of the state and its citizens, in particular in critical situations.

There are works under way currently on critical management act in relation to EU legal acts on critical infrastructure and its protection [13,14]. This act provides definition of critical infrastructure and its composition (water supply systems are included) and it discusses issues concerning protection of such infrastructure.

Now, in the face of growing civilization dangers (attacks on critical infrastructure, including water supply systems, mainly by theft of e.g. water supply system equipment – cast iron manholes, cast iron boxes for dampers and hydrants, danger of terrorist attacks and random events), the water supply system operation management based on scientific methods acquire particular importance. Therefore, application of reliability, safety and risk theories, in particular water system operation and its elements operation, becomes the indispensable element in water supply system operation process. The operation strategies are developed on the base of studies conducted in



części składowych, stają się nieodzownym elementem w procesie eksploatacji systemów zaopatrzenia w wodę. Na podstawie badań prowadzonych w warunkach eksploatacyjnych opracowywane są strategie eksploatacyjne mające na celu stałe podwyższenie niezawodności i bezpieczeństwa wodociągów oraz zmniejszenie ryzyka występowania zdarzeń nieprzewidzianych i w konsekwencji strat oraz stanów zagrożenia bezpieczeństwa.

#### 4. Przebieg badań niezawodności, bezpieczeństwa i ryzyka w wodociągach

W badaniach eksploatacyjnych wodociągów powinny być uwzględniane cechy specyficzne systemów zaopatrzenia w wodę, a mianowicie [7];

- losowość zdarzeń występujących podczas ich pracy,
- różnorodność powstających uszkodzeń,
- wysoki stopień automatyzacji i komputeryzacji,
- złożoność (duża liczba elementów składowych),
- duża powierzchnia eksploatacyjna (od kilkudziesięciu do kilkuset km<sup>2</sup>),
- zmienne struktury niezawodnościowe,
- kategoryzacja odbiorców wody w aspekcie ważności (np. szpitale, ambasady, straż pożarna itp.),
- stała rozbudowa i systematyczna modernizacja,
- wielostanowość (stan zdatności, stan niezdatności, stan częściowej zdatności itp.).

Podstawowe elementy systemów zaopatrzenia w wodę, to:

- ujęcia (wód podziemnych lub powierzchniowych),
- stacje uzdatniania wody,
- pompownie wodociągowe (I<sup>0</sup>, II<sup>0</sup>),
- zbiorniki wodociągowe (terenowe, wieżowe, górne, dolne, początkowe, centralne, końcowe),
- układy dystrybucji wody,
- instalacje wewnętrzne wodociągowe.

Na podstawie przytoczonej charakterystyki można stwierdzić, iż badania eksploatacyjne należy prowadzić oddzielnie dla każdego z wyżej wspomnianych elementów, natomiast oceny niezawodności, bezpieczeństwa i ryzyka dla całego systemu zaopatrzenia w wodę dokonuje się w oparciu o analizy otrzymanych wyników z badań poszczególnych części składowych. Spośród wyżej wspomnianych elementów wodociągu najbardziej podatny na uszkodzenia jest układ dystrybucji wody (tzn. sieci wodociągowe), natomiast najmniej awaryjne są zbiorniki wodociągowe.

operation conditions, which are aimed for continuous improvement of reliability and safety of water supply systems, and for reduction of risk of unforeseen events and, in consequence, losses and safety threatening situations.

#### 4. The reliability, safety and risk studies in water supply systems

The water supply system operation studies shall take into account water supply system specific properties, such as [7]:

- randomness of events occurring during these systems operation,
- variety of failures,
- high automation and computerization level,
- complexity (high number of components),
- large operation area (from few dozens to few hundred square kilometers),
- variable reliability structures,
- classification of water consumers' importance (e.g. hospitals, embassies, fire brigade, etc.),
- continuous development and systematic modernization,
- service statuses (serviceable status, not serviceable status, partial serviceability status, etc.).

The main elements of water supply systems include:

- intakes (underground water or surface water),
- water treatment plants,
- water supply pumping stations (I<sup>0</sup>, II<sup>0</sup>),
- water supply tanks (field, tower, upper, lower, initial, central, final),
- water distribution systems,
- indoor water supply systems.

It may be said on the base of above specification, that operation studies shall be conducted independently for each of described above elements and reliability, safety and risk are assessed for the whole water supply system on the base of results from studies of individual components. The water distribution system (i.e. water supply network) are the most susceptible to failures, and water supply tanks – are the least susceptible.

Badania dotyczące niezawodności, bezpieczeństwa i ryzyka obejmują różnorodne obszary, spośród których najważniejsze to:

- badanie jakości wody ujmowanej (surowej) oraz badanie jakości wody uzdatnionej (dostarczanej odbiorcom) obejmujące analizy fizyko-chemiczne i bakteriologiczne wody (monitoring kontrolny i przeglądowy) [16],
- badanie stanów technicznych oraz badanie uszkodzalności obiektów, urządzeń i instalacji wodociągowych [16],
- badanie parametrów fizycznych, chemicznych i hydraulicznych wody wodociągowej (np. temperatura, żelazo, mangan, prędkość, natężenie przepływu, ciśnienie itp.),
- badanie bezpieczeństwa obiektów, urządzeń i instalacji wodociągowych,
- badanie ryzyka w zakresie pracy poszczególnych elementów wodociągu oraz w aspekcie jakości wody (ryzyko nieakceptowane, akceptowalne, kontrolowane itp.).

Zagadnienia ochrony systemów zaopatrzenia w wodę jako elementu infrastruktury krytycznej zostaną uregulowane prawnie w niedalekiej przyszłości [14]. Natomiast ujęcia wody i stacje uzdatniania wody obecnie chronione są przez specjalistyczne uzbrojone formacje ochronne [15]. Jeśli chodzi o ochronę układu dystrybucji wody, powinna ona być uwzględniona w organizacji eksploatacji (np. patrolowanie obszaru eksploatowanego przez ekipy pogotowia technicznego) [4].

### 5. Podsumowanie i wnioski

Na podstawie przeprowadzonych rozważań można stwierdzić, iż systemy eksploatacji wodociągów należą do systemów technicznych złożonych (wysoki stopień skomplikowania, automatyzacji i informatyzacji, duża liczba elementów itp.). Są też elementem infrastruktury technicznej i krytycznej. W związku z tym w zakresie niezawodności powinny posiadać elementy rezerwowania (strukturalnego, funkcjonalnego i czasowego), natomiast w celu zapewnienia bezpieczeństwa działania i zmniejszenia ryzyka wystąpienia zdarzeń nieprzewidzianych powinny być chronione, monitorowane i nadzorowane w sposób nieprzerwany.

Na podstawie przytoczonego opisu omawianych zagadnień eksploatacyjnych można również sformułować następujące wnioski:

1. Podstawowym zadaniem systemów zaopatrzenia w wodę jest zaspakajanie potrzeb wodnych ludności i w związku z tym proces eksploatacji wymaga systematycznego usprawnienia metodami naukowymi.

The studies on reliability, safety and risk include various areas, and the following are the most important:

- intake (raw) water quality tests and treated (delivered to consumers) water quality tests, including physical, chemical and bacteriological water analysis (control and review monitoring) [16],
- inspection of technical conditions and investigation of water supply objects, facilities and systems failure indicators [16],
- investigation of physical, chemical and hydraulic parameters of water (e.g. temperature, iron, manganese, velocity, flow rate, pressure, etc.),
- inspection of technical safety of water supply objects, facilities and systems,
- investigation of risk regarding operation of individual water supply system components and regarding water quality (unacceptable, acceptable, controlled risk, etc.).

The water supply system protection problems as element of critical infrastructure will be settled legally in the near future [14]. The water intake and water treatment plants are currently protected by professional, armed security units [15]. The water distribution system protection shall be included in operation structure (e.g. patrols within area operated by technical emergency units) [4].

### 5. Summary and conclusions

It can be stated on the base of these considerations that water supply operation systems belong to the complex technical systems (high level of complexity, automation and IT technology, high number of components). They also belong to technical and critical infrastructure. Therefore, as regards reliability, they shall redundant elements (structural, functional and time), and – in order to secure operation security and to reduce risk of unforeseen events – they shall be protected, monitored and supervised on continuous basis.

The following conclusions may be also expressed on the base of discussed description of operation problems:

1. The basic purpose of water supply systems is meeting population water needs and therefore operation process needs continuous improvement by scientific methods.

2. Ochrona i bezpieczeństwo systemów zaopatrzenia w wodę jako elementu infrastruktury krytycznej w świetle współczesnych zagrożeń cywilizacyjnych stają się ważnymi zagadnieniami w procesie zarządzania systemem eksploatacji wodociągów i wymagają szczególnego traktowania i stałego ulepszania.

2. The protection and safety of water supply systems as element of critical infrastructure become – in the light of modern civilization threats – important problems in water supply operation system management and they require special attention and continuous improvement.

### 6. References

- [1] Denczew S.: *Podstawy modelowania systemów eksploatacji wodociągów i kanalizacji*. Monografie Komitetu Inżynierii Środowiska PAN, vol. 37. Lublin 2006.
- [2] Denczew S.: *Organizacja i zarządzanie infrastrukturą komunalną w ujęciu systemowym*. Wydawca: Szkoła Główna Służby Pożarniczej. Warszawa 2006.
- [3] Denczew S.: *O bezpieczeństwie systemów zaopatrzenia w wodę w świetle ostatnich wydarzeń na świecie*. Gospodarka Wodna nr 3/2002. Warszawa 2002.
- [4] Denczew S., Królikowski A.: *Podstawy nowoczesnej eksploatacji układów wodociagowych i kanalizacyjnych*. Arkady. Warszawa 2002.
- [5] Dzienis L.: *Niezawodność wiejskich systemów zaopatrzenia w wodę*. Rozprawy naukowe nr 4. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej. Białystok 1991.
- [6] Kwietniewski M., Roman M., Kłoss - Trębaczewicz H.: *Niezawodność wodociągów i kanalizacji*. Arkady. Warszawa 1993.
- [7] Lubowiecka T., Wiczysty A., Bednarczyk T.: *O potrzebie wprowadzenia robabilistycznych metod badania i projektowania systemów zaopatrzenia w wodę*. Konferencja Naukowo-Techniczna Pt. „Aktualne problemy badawcze, projektowe i eksploatacyjne wodociągów i kanalizacji”. Wydawca: Przedsiębiorstwo Instalcompact Sp. z o.o. Kraków 1995.
- [8] Rak J.: *Istota ryzyka w funkcjonowaniu systemu zaopatrzenia w wodę*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej. Rzeszów 2004.
- [9] Rak J.: *Podstawy bezpieczeństwa systemów zaopatrzenia w wodę*. Monografia Komitetu Inżynierii Środowiska PAN, vol. 28. Lublin 2005.
- [10] Rak J., Tchórzewska-Cieślak B.: *Metody analizy i oceny ryzyka w systemie zaopatrzenia w wodę*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej. Rzeszów 2005.
- [11] Wiczysty A.: *Niezawodność systemów wodociagowych i kanalizacyjnych*. Skrypt Politechniki Krakowskiej. Część I i II. Kraków 1990.
- [12] Wiczysty A., Lubowiecka T., Rak J.: *Stan aktualny i kierunki rozwoju w zakresie teorii i metod oceny niezawodności systemów wodociagowych w Polsce*. XVII Krajowa Konferencja , V Międzynarodowa Konferencja .Wydawnictwo PZiTS Oddział w Poznaniu. Poznań 2002.
- [13] Komisja Wspólnot Europejskich – opracowanie pt. „Zielona księga w sprawie Europejskiego Programu Ochrony Infrastruktury Krytycznej”. COM (2005) 576 końcowy. Bruksela 2005.
- [14] Projekt Ustawy o zarządzaniu kryzysowym -2006.
- [15] Ustawa z dnia 22 sierpnia 1997 r. o ochronie osób i mienia- Dz. U. Nr 14 z 1997 r., poz. 740 z późn. zm.
- [16] Rozporządzenie Ministra Zdrowia z dnia 19 listopada 2002 r. – Dz. U. 02.203.1718.
- [17] PN-IEC-812:1994. Techniki analizy uszkodzalności systemów. Procedura analizy rodzajów i skutków urządzeń.

---

**Dr hab.inż. Sławczo DENCZEW**

Politechnika Białostocka  
Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska  
15 -351 Białystok, Ul. Wiejska 45 E  
e-mail: slawczo@wp.pl

---

## ANALIZA SPRĘŻYSTYCH PÓL WYTEŻENIA W RAMIE SAMOCHODU CIĘŻAROWEGO UKSZTAŁTOWANEJ METODĄ SADSDF

### ANALYSIS OF ELASTIC EFFORT FIELDS IN TRUCK FRAME DESIGNED BY THE SADSDF METHOD

*Praca przedstawia wyniki analiz MES sprężystych pól wyteżenia w ramie samochodu ciężarowego, której wstępny kształt i wymiary otrzymano metodą statycznie dopuszczalnych nieciągłych pól naprężeń. Analizy te były prowadzone, ponieważ metoda ta jest w chwili obecnej właściwie jedynym narzędziem, które pozwala – jak żadne inne – rozwiązywać nawet zadania przestrzennego rozmieszczenia materiału, gdy dane są tylko warunki brzegowe.*

**Słowa kluczowe:** projektowanie, nośność graniczna, konstrukcje cienkościenne, analizy MES.

*The method of statically admissible discontinuous stress fields (SADSDF) has become the tool for strength shaping of similar significance as the finite element method (FEM) for analysis and dimensioning. The paper presents the results of analyses of elastic effort fields in complex truck frame structure designed by the SADSDF method. The FEM method is used for the analysis. Results of numerical investigation are presented and discussed.*

**Keywords:** design, limit analysis, thin-walled structures, FEA analysis.

#### 1. Wprowadzenie

Przedstawiono fragment wyników prowadzonych w ostatnim czasie na dużą skalę badań mających na celu poznanie rzeczywistych własności szczególnej klasy konstrukcji cienkościennych, takich, które były kształtowane na podstawie statycznie dopuszczalnych nieciągłych pól naprężenia, to znaczy metodą określaną skrótem SADSDF [1,8].

Przedmiotem badań były realizujące w nich pola sprężystego wyteżenia, a więc pola, które w ramach metody SADSDF nie są analizowane. Wyniki przedstawiono na przykładzie bardzo złożonej konstrukcji, nawiązującej do powłoki ramy nośnej samochodu.

Podjęcie takich badań wiąże się z faktem, że są to z reguły konstrukcje wrażliwe na zmiany warunków brzegowych i nawet pozornie niewielkie korekty konstrukcyjne mogą w nich powodować duże i daleko się rozprzestrzeniające zmiany w polach naprężenia i deformacji [1]. W rezultacie procedury kolejnego iteracyjnego poprawiania, wykorzystywane w rozmaitych sformułowaniach zadań optymalizacji, przeważnie się nie udają.

Dotyczy to w szczególności zadań z nieznanym rozmieszczeniem materiału w przestrzeni, a więc zadań spotykanych już we wstępnej fazie projektowania, gdy dane są tylko warunki brzegowe, zaś o samej poszukiwanej konstrukcji niewiele wiadomo [1].

#### 1. Introduction

The paper presents a part of results of large-scale investigation carried out recently in order to recognise actual properties of particular class of thin-walled structures, the ones that were shaped based on the method of statically admissible discontinuous stress fields, e.g. the method named with the acronym SADSDF [1,8].

The subject of investigation were elastic effort fields, appearing in these structures, which were not analysed within the SADSDF method. The results are presented by means of an example of very complex structure of a truck chassis frame.

The necessity of such investigations stems from the fact that structures of that kind are, in most cases, very sensitive to the changes of boundary conditions. Then, even small constructional corrections may lead to significant and wide-spread changes of stress and strain fields [1]. Consequently, the procedures of iterative corrections, used in various formulations of optimization problems, usually fail to yield satisfactory results.

In particular, it pertains to the problems in which spatial distribution of the material is unknown. Such problems could be encountered already in preliminary phase of design, when only boundary conditions are given and one has little information about the structure itself [1].

Metoda SADSf jest właściwie jedyną, która pozwala efektywnie takie zadania rozwiązywać. W swojej wersji aplikacyjnej jest nadto łatwa do wykorzystania przez inżynierów. W ramach tej wersji projektant nie musi samodzielnie rozwiązywać jakiegokolwiek pola statycznie dopuszczalnego. Wystarczy, że dobierze rozwiązania szczególnie z podanych mu bibliotek i je stosownie połączy z zachowaniem warunków równowagi [1].

Naturalnie, metoda SADSf jest przybliżoną. Zakłada warunek wyrównanego wyteżenia w stanie granicznym, sztywno-idealnie plastyczny model materiału, nie analizuje wcześniejszych stadiów obciążenia i ma wiele innych jeszcze wad. Są one jednak bez większego znaczenia gdy wziąć pod uwagę, że nawet niewielkie błędy konstrukcyjne mogą w rozpatrywanych tu powłokach powodować istotne zmniejszenie nośności, nierzadko kilkudziesięciokrotne, a zastosowanie metody pozwala istnienie takich błędów wykluczyć [1,7].

Mimo nie ujmowania w ramach metody wielu zjawisk, projektowane przy jej pomocy elementy konstrukcji wykazują szereg pożądaných własności. Na przykład liczne już badania numeryczne i doświadczalne (np. [1,4,5,6,7,8]) pokazują, że ukształtowane elementy mają nie tylko dobre, ale często zaskakująco dobre własności w zakresie sprężystym, w tym nieźle wyrównane pola wyteżenia w tym zakresie. Podobnie dobre własności notuje się w sprężysto-plastycznym zakresie obciążenia, przy obciążeniach cyklicznie zmiennych [5,7] oraz przykładanych udarowo [8]. Niestety - z uwagi na barierę modelową - nie można wykazać, iż takie własności będą się powtarzały. Dlatego każda ukształtowana konstrukcja winna być badana oraz analizowana indywidualnie [1]. Dysponowanie dużym materiałem badawczym, który by tą powtarzalność potwierdzał, pozwoliłyby uznać te własności za oczekiwane.

## 2. Sformułowanie i rozwiązanie zadania kształtowania

Poglądowe sformułowanie oraz rozwiązanie zadania kształtowania analizowanej w pracy ramy przedstawiono na rys.1 [1,2,3].

Danymi były jedynie (rys.1a): obciążenie graniczne na częściach brzegu  $S_p$  o wypadkowych  $P$ , geometria tych części brzegu (wymiały:  $L$ ,  $a$ ,  $b$ ) oraz materiał konstrukcji.

Należało znaleźć statycznie dopuszczalne (najlepiej graniczne) pole naprężeń, które spełni podane warunki brzegowe, a następnie utożsamić jego kontury z konturami poszukiwanej konstrukcji. Wyznacza ono jej kształt i wymiały, a przede wszystkim system

The SADSf method is practically the only one that makes it possible to effectively solve such problems. Additionally, in its application version, the method is easy-to-use for design engineers. When utilizing this version, the designer does not need to solve any statically stress field by his own. The task is reduced to choosing particular solutions from the available libraries, adequately connecting them together, while paying respect to equilibrium conditions [1].

Obviously, the SADSf method is an approximate one. One assumes in it the condition of equalized limit-state effort and rigid-ideally-plastic model of the material; the method does not analyse previous stages of load, and has many other minor defects. However, the imperfections of the method become meaningless if one takes into account the fact that even small constructional errors in the considered shells can lead to significant decrease of their load-carrying capability, even by a factor of ten, while the application of the SADSf method allows one to rule out the possibility of such errors [1,7].

Despite the fact that many phenomena are not taken into account when one applies the SADSf method, structure elements designed with the use of this method exhibit many beneficial features. For example, as it has been shown by many experimental and numerical investigations, (e.g. [1,4,5,6,7,8]), the elements shaped in this way have very good, sometimes surprisingly good, properties in the elastic range of load, including reasonably well equalized effort fields in this range. Similarly good properties can be observed in the elastoplastic range of load, with periodically-variable loads [5,7], and under impact loads [8]. Unfortunately, due to the applied material model approach, one can not prove that such beneficial properties will be replicated in all structures. Therefore, each structure formed with this method should be analysed and individually examined [1]. When sufficiently large material of investigation results is collected, we will be able to prove repeatability of the mentioned properties, and make sure that we can generally expected them.

## 2. Formulating and solving the problem of shaping

An illustrative formulation and solution to the problem of shaping of frame analysed in this work is shown in Fig. 1 [1,2,3].

The only input data are (Fig. 1): limit load of resultant value  $P$  on segments of the edge  $S_p$ , geometry of these parts of the edge (dimensions  $L$ ,  $a$ ,  $b$ ) and material of the structure.

One should find statically admissible stress field (preferably a limit one), which would satisfy the assumed boundary conditions. Then, one should make the contours of the sought-for structure possibly identical with the field's contours. The field determines the shape and dimensions of the structure and, first of



połączeń elementów składowych oraz ich przestrzenne usytuowanie.

Założone obciążenie ramy odpowiada przyjmowanemu zwykle w analizach przypadkowi obliczeniowemu i ma postać antysymetrycznego układu dwóch par sił  $P \cdot a$  przyłożonych w okolicach skrajnych poprzecznic. Korzystając ze swobody jaką stwarza przyjęte kryterium założono również, że ogólna budowa poszukiwanej konstrukcji winna mieć formę nawiązującą do typowych ram spotykanych w samochodach ciężarowych, posiadać charakterystyczne dla nich proporcje, wykonane z ceowników powłoki podłużnic, zaś poprzeczki - najlepiej zbudowane z profili o powłokach otwartych.

Zadanie to rozwiązano najpierw w pracy [2], a następnie zrekonstruowano w [3] przy pomocy najnowszej wersji pakietu SADSFaM [1] implementującego trójpoziomowe sformułowanie aplikacyjne metody SADSF. Pola poszczególnych poziomów złożoności pokazano kolejno na rys. 1d (pola poziomu I), złożone z nich pola poziomu II – na rys. 1c, pole wynikowe (poziomu III) - na rys. 1b. Widoczne jest, że pole wynikowe ma prostą budowę modułową; udało się je zbudować zaledwie z dwóch pól składowych poziomu II (rys. 1c).

### 3. Model obliczeniowy oraz wyniki badań sprężystych pól wyężenia

Badania prowadzono przy pomocy metody elementów skończonych (MES) i zakładano w nich m.in.: liniowo-sprężysty model materiału, małe przemieszczenia, trójkątne cienkościennie elementy powłokowe o 3 węzłach i 6 stopniach swobody w węzle typu SHELL3 oraz przyjmowano obciążenie równe połowie zakładanej podczas projektowania nośności granicznej. Obliczenia były wykonywane z wykorzystaniem pakietu CosmosM.

Kształt i wymiary modelu ramy dobrano prawie dokładnie według konturów otrzymanych z rozwiązania zadania kształtowania. Niewielkie korekty wprowadzono jedynie w pobliżu załomów w elementach: 'a', 'e' i 'f' (rys. 2), wygładzając je łukami poprowadzonymi na zewnątrz brzegów wyjściowych aby nie zmniejszyć założonej nośności granicznej [1]. Z uwagi na symetrię kształtu ramy i antysymetrię panujących w niej pól sił wewnętrznych (rys. 2) analizowana była 1/2 jej konstrukcji.

Rozkłady naprężeń zredukowanych były obliczane według hipotezy Hubera-Misesa.

Otrzymane wyniki przedstawiono na rys. 3. Rysunek 3a dotyczy rozkładu wyznaczonego dla składowego stanu błonowego, a 3b – stanu zgięciowego.

W polu wyężenia związanym ze stanem błonowym (rys. 3a) stwierdzić można m.in.:

all, it determines the system of connections and spatial allocations of structure elements.

The load of the frame was assumed as in cases typically considered in numerical analyses. It has the form of antisymmetric system of two couples of forces  $P \cdot a$  applied in the vicinity of extreme cross-members of the frame. Taking advantage of the freedom offered by the applied criterion, we also assume that the general structure of the designed frame will have a form similar to typical forms of truck frames, will have proportion characteristic for these frames, its longitudinal members will be made of channel profiles, and the cross members will preferably be made of open section profiles.

This problem was first solved in the work [2], then reconstructed in [3] by means of the latest version of the SADSFaM software package [1], which implemented three-level application formulation of the SADSF method. The fields of increasing levels of complicity are shown consecutively in Fig. 1: fields of level I in Fig. 1d, fields of level II, composed of the previous ones, in Fig. 1c, the resulting field (of level III) in Fig. 1b. One can see that the resulting field has simple, modular structure; it was possible to build it up of only two component fields of level II (Fig. 1c).

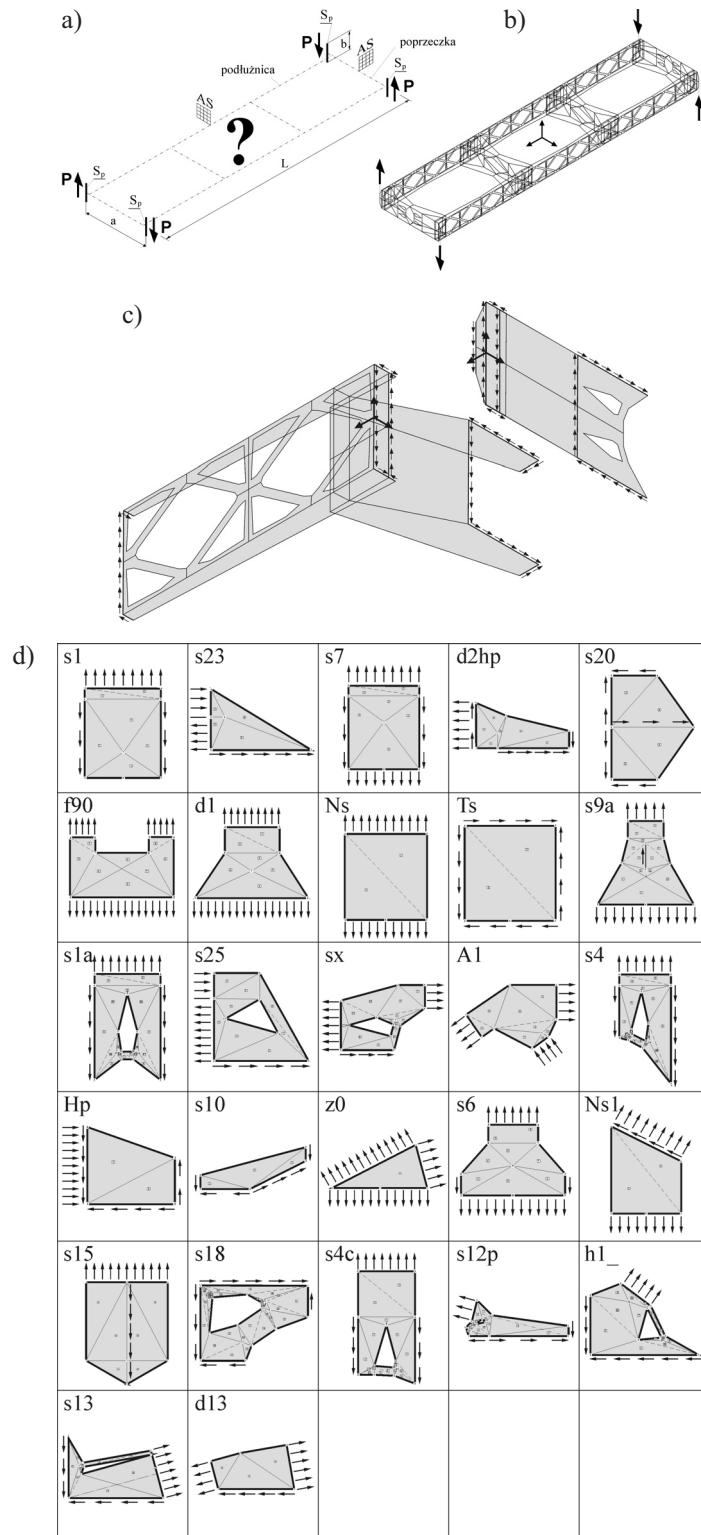
### 3. Numerical model and results of investigation of elastic effort fields

The investigation was carried out with the use of the Finite Element Method (FEM). One assumed, among other things, linear-elastic model of material, small displacements, triangular, thin-walled shell elements of 3 nodes and 6 degrees of freedom in node type SHELL3, and the load equal to a half of limit load assumed in the design. The computation was performed using the software package CosmosM.

The shape and the dimensions of frame model were chosen almost identical with those of the contours obtained from the solution to the shaping problem. Small corrections were introduced only in the vicinity of lines in elements 'a', 'e' and 'f' (Fig. 2). These were smoothed with arches applied on the outer side of external edges in order to avoid decreasing the assumed limit load-carrying capability [1]. Taking into account the symmetry of frame's shape and antisymmetry of the internal force fields appearing in the frame (Fig. 2), it is sufficient to analyse only a quarter of frame's structure.

Distributions of reduced stresses were calculated according to Huber-Mises hypothesis.

The obtained results are shown in Fig. 3. Fig. 3a pertains to the distribution determined for membrane state, and Fig. 3b depicts it for bending state.



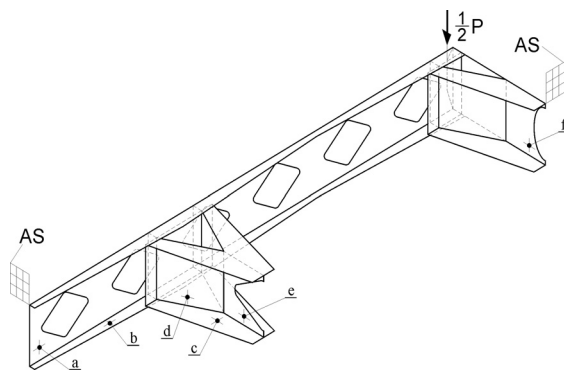
Rys.1. Sformułowanie oraz rozwiązanie zadania konstrukcji pola złożonego w analizowanej ramie samochodu ciężarowego [2,3]: a) poglądowa ilustracja sformułowania zadania kształtowania; b) rozwiązanie zadania: kontury pola złożonego określającego kształt i wymiary ramy; c) rozwiązania pól poziomu II w powtarzalnych elementach ramy z naniesionymi oddziaływaniami zewnętrznymi; d) biblioteka gotowych rozwiązań pól poziomu I zawarta w pakiecie SADSFaM [1]

Fig.1. Problem formulation and solution to the problem of constructing complex field in the analysed truck frame [2,3]: a) graphic illustration of shaping problem formulation; b) solution to the problem: contours of complex field determining shape and dimensions of the frame; c) solutions of level II fields in repeatable elements of the frame in which external forces are indicated; d) the library of ready-made solutions of level I fields contained in the package SADSFaM [1]

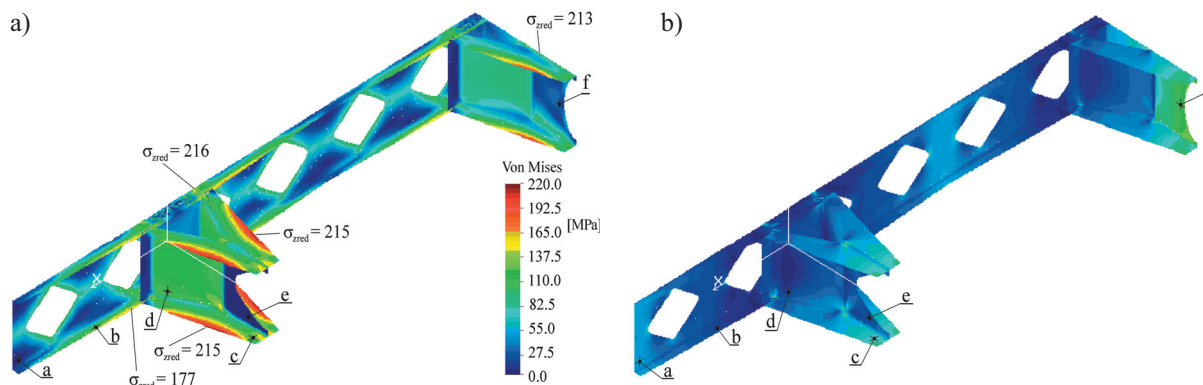
1. Niskie koncentracje deformacji i bardzo zbliżone poziomy maksymalnego wyężenia w elementach składowych (por. wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych naniesione na rys.3a).
2. Prawie idealny poziom wyrównania wyężenia w elementach, w których w polu statycznie dopuszczalnym zakładano ścinanie (elementy 'd' poprzecznic).
3. Bardzo dobre wyrównanie wyężenia wzdłuż brzegów swobodnych również w elementach, w których dobrych własności w zakresie sprężystym nie należało raczej oczekiwać (np. półki poprzecznic 'c'); jak wynika z oddziaływań otrzymanych z pól statycznie dopuszczalnych są one zginane w swoich płaszczyznach, co powoduje, że pojawia się w nich tendencja do wykształcania się stanów charakterystycznych dla osi zginania oraz narastania deformacji wraz ze wzrostem odległości od tej osi.
4. Występowanie obszarów słabiej wyężonych w elementach, w których - z pól statycznie dopuszczalnych otrzymano liczne obszary

In the effort field associated with membrane state (Fig. 3a) one can observe:

1. Low concentration of deformation and very similar levels of maximal effort in component elements (see the values of reduced maximal effort indicated in Fig. 3a).
2. Almost ideal level of effort equalization in the elements where shearing was assumed in statically admissible field (elements 'd' of cross-members).
3. Very good effort equalization along free edges, also in these elements, in which one could not expect good elastic range properties (e.g. flanges of cross-members). As it can be concluded based on the solutions of statically admissible fields, these elements are bent in their planes, and owing to this fact there is no tendency to creating states characteristic for bending axes, neither the increase of deformation with the growing distance from the axis could take place.
4. There exist low effort areas in the elements, in which numerous unloaded areas were obtained from statically admissible fields (e.g. centres of



Rys. 2. Kształt symetrycznej ćwiartki analizowanej konstrukcji wraz z przyjętymi warunkami brzegowymi  
 Fig. 2. Shape of a symmetric quarter of the analysed structure along with the assumed boundary conditions



Rys.3. Rozkłady naprężeń zredukowanych w analizowanej ćwiartce ramy obliczone według kryterium Hubera-Misesa: a) stan błonowy; b) stan zgięciowy  
 Fig. 3. Distributions of reduced stresses in the analysed quarter of frame calculated according to Huber-Mises criterion: a) membrane state; b) bending state

nieobciążone (np. środniki podłużnic 'a'), lub w których zakładano zerowy stan naprężenia, a wprowadzono je tylko celu zachowania więzów utrzymujących geometrię (element 'e').

Wartości wyężenia zwięzanego ze stanem zgięciowym są niewielkie. Nie mniej, lokalnie, w obszarach przyległych do płaszczyzny antysymetrii (elementy 'f' i 'c'), dochodzą do 55% wartości wyężeń zwięzanych ze stanem błonowym. Wydaje się, że to dość dużo szczególnie w świetle wyników otrzymanych dla innych ukształtowanych konstrukcji, gdzie wartości te dochodziły jedynie do 20% [4,7]. Warto jednak zauważyć, że gdyby ta powłoka nie była kształtowana SADSf, a projektowana metodami tradycyjnymi, poziom wyężenia zgięciowego mógłby się zwiększyć nie o kilka, czy kilkadziesiąt procent, ale nawet kilkadziesiąt razy [7].

Pozostaje jeszcze pytanie o sens w ogóle kształtowania konstrukcji cienkościennych metodą SADSf w sytuacji, gdy konstrukcje te, jak wszystkie, niszczą się w wyniku powstawania dużych zgięciowych zmian geometrii z wyraźnym wykształcaniem się linii koncentracji deformacji (linii załomów). Istotnie, tak jest, jednak proces ten w konstrukcjach ukształtowanych przebiega w sposób szczególny. Aż do chwili osiągnięcia obciążenia bliskiego nośności granicznej dominuje stan błonowy, a ich deformacje są niewielkie. Zniszczenie zaś realizuje się w wąskim przedziale obciążeń [4] przy plastycznym płynięciu dużych fragmentów objętości konstrukcji, a więc i dyssypacją relatywnie dużych energii zniszczenia.

#### 4. References

- [1] Bodaszewski W., Szczepiński W.: *Kształtowanie elementów konstrukcji metodą nieciągłych pól naprężeń*, BEL Studio 2005 & Wydawnictwo Naukowe PWN 20006.
- [2] Bodaszewski W.: *Rama samochodu kształtowana metodą nośności granicznej*, mat. konf. PŚk, 1983.
- [3] Bodaszewski W., Markiewicz I.: *Rama samochodu ciężarowego ukształtowana metodą SDNPN*, XIV Konf. PRMR, 2001.
- [4] Bodaszewski W., Markiewicz I.: *Badania powłok ukształtowanych metodą SDNPN w zakresie pełnych ścieżek równowagi*, XIX Sympozjum Mechaniki Eksperymentalnej Ciała Stałego, Jachranka 2000, 145-150.
- [5] Dietrich L.: *Wymiarowanie połączeń sworzniowych metodą nośności granicznej w świetle badań zmęczeniowych*, ABM, 1978, t. XXV, z.3, 513-524.
- [6] Kapkowski J., Stupnicki J.: *Doświadczalne badania elementów maszyn projektowanych metodą nośności granicznej*, Rozprawy Inżynierskie, 1973, t.21, 1.
- [7] Markiewicz I., Bodaszewski W., Glinka G.: *Global and Local Design Method for Fatigue Resistant Structures*, SAE 2003 Transactions, Journal of Materials and Manufacturing, Section 5 - Volume 112, p. 467-477.
- [8] Szczepiński W.: *Projektowanie elementów maszyn metodą nośności granicznej*, PWN 1968.

cross-members 'a'), or in which one assumed zero state of stress, and then introduced it in order to preserve the geometry-maintaining constrains (element 'e').

The values of effort related to the bending state are small. However, they can locally reach up to 55% of effort value associated with membrane state, especially in the areas adjacent to the plane of antisymmetry (elements 'f' and 'c'). It seems to be quite a high value considering the fact that in other structures shaped by this method these values approach only 20%. It is worth noticing, however, that if the shell was not shaped according to the SADSf method, but designed by conventional methods, the level of bending effort could increase more dramatically, not by tens of percent, but even several dozen times [7].

One could ask the question if there is any sense in designing thin-walled structures by means of the SADSf method in the situation when these structures, as all constructions, are destroyed in effect of bending-related strong deformations of geometry associated with the development of distinct deformation concentration lines. In fact, it is true, but the course of the process has certain specificity in the shaped structures. Up to the moment when the load reaches its limit value, membrane state prevails, and deformations are small. The destruction occurs within a narrow interval of load [4], is accompanied by plastic flow of large fragments of the structure volume, so that relatively large energy of destruction is dissipated.

---

**Dr inż. Ireneusz MARKIEWICZ**

Politechnika Świętokrzyska  
Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn  
Katedra Mechaniki  
Al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce  
e-mail: zwmim@tu.kielce.pl

---

## METODA POMIARU ZUŻYCIA PALIWA TŁOKOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH Z WYKORZYSTANIEM ZINDYWIDUALIZOWANYCH PARAMETRÓW ELEKTROMAGNETYCZNYCH WTRYSKU

### METHOD OF PISTON COMBUSTION ENGINES FUEL CONSUMPTION MEASUREMENT APPLYING INDIVIDUALIZED ELECTROMAGNETIC INJECTION PARAMETERS

*W artykule zaprezentowano nową metodę pomiaru zużycia paliwa tłokowych silników spaliny-  
wych wyposażonych w elektromagnetyczne wtryskiwacze paliwa. Metoda ta została zilustrowana  
na przykładzie silnika ZS wyposażonego w układ zasilania typu Common Rail.*

**Słowa kluczowe:** metoda pomiaru zużycia paliwa, układ zasilania typu Common Rail

*The paper presents a new method of fuel consumption measurement in piston combustion engines  
equipped with electromagnetic fuel injectors. That method is presented on the example of the  
ZS engine equipped with Common Rail type fuel supply system.*

**Keywords:** fuel consumption measurement method, Common Rail type fuel supply system

#### 1. Wprowadzenie

Pomiar zużycia paliwa jest jednym z ważniejszych czynników umożliwiających racjonalną eksploatację pojazdów mechanicznych. Nadmierne zużycie paliwa wpływa negatywnie zarówno na szeroko rozumianą ekonomię transportu jak także na środowisko naturalne, przy czym może być także informacją diagnostyczną, mogącą pomóc w określeniu aktualnego stanu technicznego silnika lub jego układów. Wczesne zidentyfikowanie takiego stanu, może uchronić silnik przed uszkodzeniem, ale w głównej mierze umożliwia planową realizację procesu transportowego. Inną istotną przesłankę określającą konieczność kontroli zużycia paliwa należy upatrywać w aspekcie ochrony środowiska. Ograniczenie emisji szkodliwych związków powstałych w wyniku funkcjonowania silnika, jest możliwe poprzez ciągły rozwój konstrukcji silników jak także poprzez stosowanie zasady im mniejsze zużycie paliwa przez silnik, tym mniejsze zanieczyszczenie środowiska naturalnego przy zachowaniu reżymu „czystości spalin”. Ta zasada przyświeca przyszłościowym światowym normom, które jednocześnie ograniczają wartości emisję związków szkodliwych do atmosfery, jak także określają wartość zużycie paliwa przez silnik, na przejechany kilometr lub wykonaną pracę. Widoczne to jest wyraźnie w europejskich normach emisji spalin [1]. Od roku 2008 emisja dwutlenku węgla dla samochodu osobowego (CO<sub>2</sub>) nie może przekroczyć średnio 140 g/km.

#### 1. Introduction

Fuel consumption measurement is among the major factors allowing rational operation of mechanical vehicles. Excessive fuel consumption has a negative influence on both the widely understood economy of transport and the natural environment. It can also provide diagnostic information that can help determining the current status of the engine and its systems. Early identification of that status can protect the engine from damage, but the main thing is that it allows planned implementation of the transport process. The natural environment is also an important consideration determining the need for fuel consumption control. Limiting emissions of harmful substances produced as a result of engine operation is possible through continual development of engines design as well as the application of the principle that the lower the fuel consumption by the engine the lower natural environment pollution resulting from maintaining the “clean exhaust” regime. That principle is the guideline for future global standards that at the same time limit the values of harmful substances emission to atmosphere and define fuel consumption values for engines per one kilometer or per work accomplished. This is clearly visible in the European exhaust emission standards [1]. As of 2008 the carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) emission for a car cannot exceed 140 g/km in average. Obtaining the CO<sub>2</sub> emission standard below



Uzyskanie wartości emisji CO<sub>2</sub> przez pojazd poniżej tej wartości oznacza konieczność zużycie paliwa na poziomie ok. 5-6 l/100 km.

Przedmiotem artykułu jest przedstawienie nowej metody pomiaru zużycia paliwa dla tłokowych silników spalinyowych posiadających elektromagnetyczne wtryskiwacze paliwa i zostanie ona zaprezentowana na przykładzie silnika ZS wyposażonego w układ zasilania typu Common Rail.

Proponowana w pracy metoda pomiaru zużycia paliwa, może być zastosowana zarówno do tłokowych silników spalinyowych (ZI, ZS) jak i innych urządzeń wymagających cyklicznego wtryskiwania dokładnej odmierzonej dawki paliwa za pomocą wtryskiwaczy elektromagnetycznych. Jest to metoda trakcyjna, tzn. pomiar zużycia paliwa jest realizowany w rzeczywistych warunkach eksploatacji pojazdu lub maszyny roboczej. Zarówno konstrukcja jak i funkcjonowanie proponowanego paliwomierza nie wpływa i nie ingeruje w konstrukcję i funkcjonowanie układu zasilania paliwem.

### 2. Metody pomiaru zużycia paliwa w pojazdach użytkowych

W literaturze problemu odnajduje się szereg metod pomiaru zużycia paliwa [6, 8]. Możliwość ich zastosowania uzależniona jest od wielu czynników m.in.: żądanej dokładności pomiaru, możliwości zastosowania do konkretnych układów zasilania czy ingerencji w układ zasilania lub choćby kosztu takiego układu pomiarowego. Ogólnie metody pomiaru zużycia paliwa możemy podzielić na dwie grupy: laboratoryjne i trakcyjne (drogowe).

Główną grupę metod pomiaru zużycia paliwa stanowią metody laboratoryjne, są to metody które stosuje się w laboratoriach (badania hamowniane) lub podczas np. badań homologacyjnych pojazdów [2]. Metody te charakteryzują się dużą dokładnością pomiaru (ok. ±0,5%), lecz mogą być ze względów konstrukcyjno – metodycznych stosowane w ograniczonym zakresie. Zakres stosowania tego typu aparatury to laboratoria, tory pomiarowe, lub odpowiednio do tego przystosowane pojazdy. Wadą tych metod jest brak możliwości zastosowania do typowych pojazdów roboczych z uwagi na: duży koszt aparatury pomiarowej, konieczność okresowej kalibracji, trudne warunki eksploatacji którym nie jest w stanie sprostać precyzyjna aparatura laboratoryjna, konieczność ingerencji w układ zasilania, itd..

Metody trakcyjne (drogowe) są to metody, które umożliwiają monitorowanie zużycia paliwa przez silnik, w każdych warunkach jego eksploatacji poprzez urządzenia [6] lub procedury zaimplementowane na eksploatowanym obiekcie [5]. Metody te są stosowane

that value could mean fuel consumption at the level of ca. 5-6 l/100 km.

This paper presents a new method for fuel consumption measurement in piston combustion engines equipped with electromagnetic fuel injectors and it is presented on the example of a ZS engine equipped with the Common Rail type fuel supply system.

The fuel consumption measurement method proposed in this paper can be applied in case of piston combustion engines (ZI, ZS) as well as in other devices that require cyclic injection of precisely measured dose of fuel using electromagnetic injectors. This is a traditional method, i.e. fuel consumption measurement is done in actual operational conditions of the vehicle or machine. Both the design and operation of the proposed fuel gauge neither influence nor intervene in the design and operation of the fuel supply system.

### 2. Fuel consumption measurement methods in utility vehicles

Subject literature presents numerous methods of fuel consumption measurement [6, 8]. The possibilities of applying them depend on numerous factors such as, e.g. the required measurement accuracy. Possibility of application in a specific supply system or intervention in the supply system or even the shape of the measurement system. Generally, fuel consumption measurement methods can be divided into two groups: laboratory and traction (road) methods.

Laboratory fuel consumption measurement methods are the main group. Those are methods applied in laboratories (engine test bench) or during, e.g. homologation tests of vehicles [2]. Those methods are characterized by high measurement precision (ca. ±0,5%), but, for design and methodology reasons, they can be applied to a limited extent. This type of systems can be applied in laboratories, on test tracks or in appropriately adapted vehicles. The negative aspect of those methods is that they cannot be applied in standard working vehicles as a consequence of high cost of measurement devices, necessity of periodic calibration, difficult operational conditions that precise laboratory equipment is unable to survive, necessity of intervention in the fuel supply system, etc.

Traction (road) methods allow fuel consumption by engine monitoring during any operational conditions of the device [6] or procedures implemented in the operated object [5]. Those methods have been in use as of mid-1970s but until the present day they are treated as approximated measurement with high

od płowy lat siedemdziesiątych lecz do dnia dzisiejszego traktuje się je jako pomiar orientacyjny, o dużym błędzie pomiarowym. Uzyskiwana tu dokładność pomiaru, jest wypadkową kosztów poniesionych na wyprodukowanie przepływomierza, trwałości oraz zastosowanych metod określania zużycia paliwa (np.: linie Willansa, charakterystyka wtryskiwacza itp.).

### 3. Metody pomiaru zużycia paliwa na podstawie czasu trwania wtrysku

Celem niniejszego artykułu jest przedstawienie założeń dla trakcyjnej metody pomiaru zużycia paliwa dla nowoczesnych tłokowych silników spalinowych w których dawka wtrysku paliwa do cylindra jest sterowana poprzez czas otwarcia elektromagnetycznego wtryskiwacza paliwa.

Zaletami metody pomiaru zużycia paliwa według prezentowanej metody jest:

- brak konieczności ingerencji w układ zasilania silnika (możliwość montażu na fabrycznie nowych silnikach bez obawy utraty gwarancji);
- całkowita brak wpływu paliwomierza na funkcjonowanie silnika jak i pojazdu na którym został on zaimplementowany;
- niezawodność i odporność na trudne warunki eksploatacji (brak części mechanicznych);
- mały błąd pomiaru poprzez - identyfikacja czasu wtrysku na każdym wtryskiwaczu silnika;
- łatwa rozbudowa o dodatkowe funkcje np.: kontroli czasu i jakości pracy kierowcy;
- łatwość adaptacji i rozbudowy paliwomierza do innych rodzajów silników (ZI) jak i układów zasilani (GDI).

Dla lepszego zaprezentowania metody i idei funkcjonowania oraz konstrukcji paliwomierza, dalsze rozważania zostaną przedstawione na przykładzie układu zasilania Common Rail (CR) stosowanym w nowoczesnych silnikach z zapłonem samoczynnym.

W tego typu układach zasilania dawka wtrysku paliwa do cylindra jest określana przez czas otwarcia zaworu elektromagnetycznego wtryskiwacza i jest uzależniona głównie od: ciśnienia panującego w zasobniku Common Rail, prędkości obrotowej wału korbowego silnika oraz położenia i zmiany kąta przepustnicy pedału gazu.

Na rys. 1 przedstawiono elementy proponowanego systemu rejestracji zużycia paliwa pojazdów użytkowych. Z kolei na rys. 2 przedstawiono graficznie wielkości charakteryzujące układ zasilania Common Rail, w aspekcie kontroli zużycia paliwa. Rysunki te jednocześnie obrazuje ideę funkcjonowania paliwomierza.

Podstawowym problemem jakim napotyka się przy takim podejściu do monitorowania zużycia paliwa jest określenie czasu wtrysku paliwa  $t_w$ , na

measurement error. Measurement accuracy obtained in this case is the resultant of the costs incurred in manufacturing of the flow gauge, its durability and the methods applied for determining the fuel consumption (e.g.: Willans lines, injector characteristics, etc.).

### 3. Fuel consumption measurement methods based in injection time

This paper aims at presenting the assumptions for the traditional fuel consumption measurement method for modern piston combustion engines in which the fuel dose injected into the cylinder is controlled by the opening time of the electromagnetic fuel injector.

The advantages of the presented fuel consumption measurement method are:

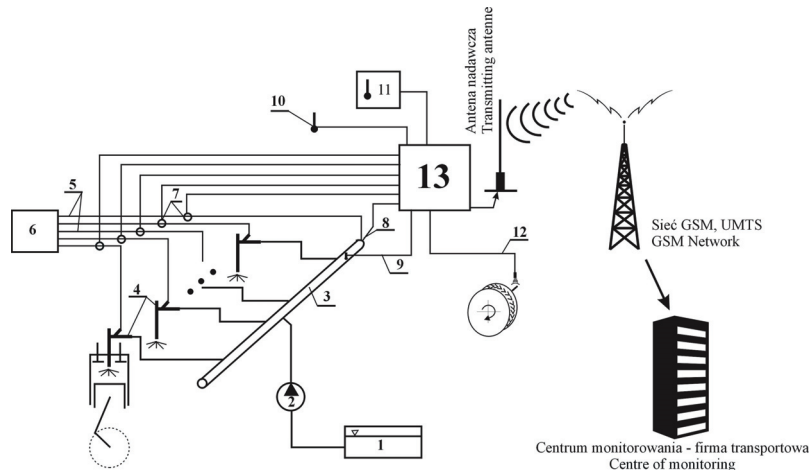
- no need for intervention in the engine supply system (possibility of installation on factory new engines without the risk of loosing the guaranty);
- absolute absence of fuel gauge influence on operation of engine and vehicle in which it was implemented;
- reliability and resistance to difficult operation conditions (no mechanical parts);
- low measurement error – injection time identification in each engine injector;
- easy extension with additional functions, e.g. control of driver work time and quality;
- ease of fuel gauge adaptation and extension for other engine types (ZI) and other fuel supply systems (GDI).

To present the method and operational idea as well as design of the fuel gage, the further solutions will be presented on the example of Common Rail (CR) fuel supply system in modern engines with self-ignition.

In that type of supply systems the fuel dose injected into the cylinder is determined by the injector electromagnetic valve opening time and it depends mainly on the pressure in the Common Rail container, rotational speed of engine crank shaft as well as position and change in the angle of accelerator throttle valve.

Figure 1 presents the components of the proposed vehicle fuel consumption recording system. Figure 2 presents graphically the values characteristic for the Common Rail supply system in the aspect of fuel consumption control. Those two figures present at the same time the idea of fuel gauge operation.

The fundamental problem encountered in case of this approach to fuel consumption monitoring is the determination of fuel injection times  $t_w$  on individual injectors. The inductive sensor installed on the "pulse"



Rys. 1. Elementy systemu rejestracji zużycia paliwa. 1 – zbiornik paliwa, 2 – pompa paliwa, 3 – szyna wysokiego ciśnienia lub kolektor wtryskiwaczy, 4 – wtryskiwacze elektromagnetyczne, 5 – przewody sterujące wtryskiwaczami elektromagnetycznymi, 6 – Centralne Urządzenie Sterujące funkcjonowania silnika (moduł EDC), 7 – czujniki pola magnetycznego, 8 – czujnik ciśnienia w szynie wysokiego ciśnienia, 9 – czujnik temperatury paliwa w szynie wysokiego ciśnienia lub kolektorze wtryskiwaczy, 10 – czujnik temperatury otoczenia, 11 – czujnik temperatury komory spalania nagrzewnicy, 12 – czujnik prędkości obrotowej koła (prędkość jazdy pojazdu), 13 – pokładowy rejestrator zużycia paliwa

Fig. 1. Elements of fuel consumption recording system. 1 – fuel tank, 2 – fuel pump, 3 – high pressure rail or injectors' collector; 4 – electromagnetic injectors, 5 – electromagnetic injectors' control wires, 6 – Central Control Unit for engine operation control (EDC module), 7 – magnetic field sensor, 8 – sensor of pressure in the high pressure rail, 9 – fuel temperature sensor in the high pressure rail or injectors' collector, 10 – environment temperature sensor, 11 – temperature sensor of heater combustion chamber, 12 – wheel rotational speed sensor (vehicle driving speed), 13 – boars fuel consumption recorder; GSM, UMTS network; Monitoring center / transport company

poszczególnych wtryskiwaczach silnika. Elementem umożliwiającym określenie tego czasu jest czujnik indukcyjny zamontowany na przewodzie „plusowym” zasilającym cewkę każdego z wtryskiwaczy. Konstrukcja układu zasilania CR umożliwia wtrysnięcie oprócz dawki zasadniczej określonej czasem wtrysku  $t_{wz}$ , dawkę wtrysku wstępnego (prowadzącego) o stałym czasie wtrysku  $t_{ww}$ , lecz o różnym wyprzedzeniu względem wtrysku zasadniczego. Czas wyprzedzenia uzależniony jest od typu i producenta układu i wynosi od 1ms i wzrasta wraz z obrotami wału korbowego silnika. Inną ważną cechą wtrysku wstępnego jest jego brak podczas funkcjonowania zimnego silnika (faza rozgrzewania silnika) jak także jego zanik przy podwyższonych obrotach (dla silników samochodów użytkowych granicą jest  $n_s = 1500$  obr/min, i odpowiednio 3 000 obr/min dla silników pojazdów osobowych).

Czas jednego wtrysku dawki paliwa dla jednego cylindra wg prezentowanej metody określany jest za pomocą wzoru (1):

$$t_{w(c)} = t_{ww} + t_{wz} \quad (1)$$

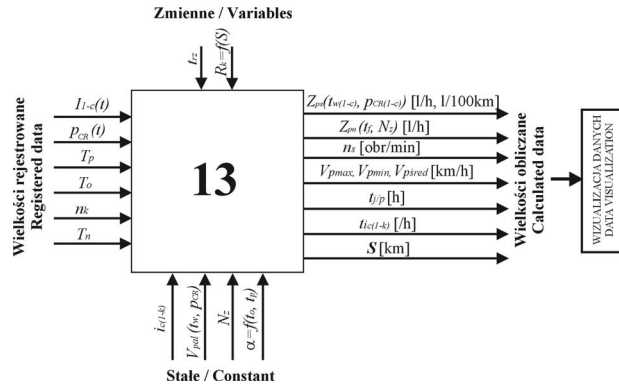
gdzie:  $t_{w(c)}$  – czas wtrysku dla  $c$ -go cylindra;  $t_{ww}$  – czas trwania wtrysku wstępnego;  $t_{wz}$  – czas trwania wtrysku zasadniczego.

lead supplying the coil of every injector is the element allowing determining that time. The CR fuel supply system design permits injecting, in addition to the basic fuel portion determined by the injection time  $t_{wz}$ , the initial (lead) dose with the constant injection time  $t_{ww}$  but with differentiated lead-time relative to the basic injection. The lead-time depends on the system type and manufacturer and it starts from 1 ms increasing with the revolutions of the crankshaft of the engine. Another characteristic of the initial injection is that it does not appear during cold engine operation (engine warm-up phase) as well as its disappearance at increased engine revolutions) for utility vehicles engines the limit is  $n_s = 1500$  rpm and for cars 3 000 rpm respectively).

The time of a single injection of the fuel dose for one cylinder is determined for the presented method using the formula (1):

$$t_{w(c)} = t_{ww} + t_{wz} \quad (1)$$

where:  $t_{w(c)}$  – injection time for cylinder  $c$ ;  $t_{ww}$  – initial injection time;  $t_{wz}$  – main injection time.

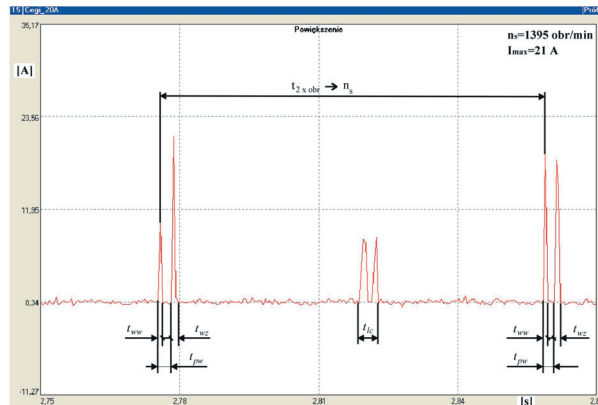


Rys. 2. Ilustracja graficzna wielkości charakteryzujących układ zasilania Common Rail w aspekcie kontroli zużycia paliwa przez silnik. Znaczenie poszczególnych wielkości:  $I_{1-c}(t)$  – przebieg zmiany prądu na cewce wtryskiwacza,  $c$  – liczba wtryskiwaczy;  $p_{CR}(t)$  – ciśnienie w szynie lub kolektorze wtryskiwaczy,  $T_p$  – temperatura paliwa,  $T_o$  – temperatura otoczenia,  $n_k$  – prędkość obrotowa koła napędowego pojazdu,  $T_n$  – temperatura komory nagrzewnicy,  $R_k$  – promień toczny koła napędowego,  $S$  – droga przebyta przez oponę,  $t_{rz}$  – zegar czasu rzeczywistego,  $i_{c(1-k)}$  – przełożenie całkowite na poszczególnych biegach,  $k$  – liczba biegów,  $V_{pal}$  – wielkość wydatku paliwa  $mm^3$ /wtrysk,  $Z_{ps}$  – zużycie paliwa przez silnik w  $l/h$  lub  $l/100km$ ,  $t_w$  – czas wtrysku paliwa,  $Z_{pn}$  – zużycie paliwa przez nagrzewnicę w  $l/h$ ,  $t_f$  – czas funkcjonowania nagrzewnicy,  $N_z$  – norma zużycia paliwa przez nagrzewnicę;  $\alpha$  – współczynnik rozszerzalności cieplnej paliwa,  $n_s$  – obroty wału korbowego silnika,  $V_p$  – prędkość jazdy pojazdu,  $t_{jp}$  – czas jazdy/postoju pojazdu,  $t_{ic(1-k)}$  – czas jazdy na określonych biegach,  $S$  – droga przebyta przez pojazd, 13 – pokładowy rejestrator zużycia paliwa

Fig. 2. Graphic illustration of values characteristic for Common Rail supply system in the in the aspect of fuel consumption control. Meanings of individual parameters are:  $I_{1-c}(t)$  – current change path on the injector coil,  $c$  – number of injectors;  $p_{CR}(t)$  – pressure in the rail or injectors collector,  $T_p$  – fuel temperature,  $T_o$  – environment temperature,  $n_k$  – vehicle driving wheel rotational speed,  $T_n$  – heater chamber temperature,  $R_k$  – driving wheel rolling radius,  $S$  – distance covered by the tyre,  $t_{rz}$  – real time clock,  $i_{c(1-k)}$  – total transmission ration in individual gears,  $k$  – number of gears,  $V_{pal}$  – fuel delivery  $mm^3$ /injector,  $Z_{ps}$  – engine fuel consumption in  $l/h$  or  $l/100km$ ,  $t_w$  – fuel injection time,  $Z_{pn}$  – fuel consumption by the heater in  $l/h$ ,  $t_f$  – heater operation time,  $N_z$  – heater fuel consumption standard;  $\alpha$  – coefficient of fuel heat expansion,  $n_s$  – engine crank shaft rotations,  $V_p$  – vehicle driving speed,  $t_{jp}$  – vehicle drive/stand still time,  $t_{ic(1-k)}$  – drive time in individual gears,  $S$  – distance covered by the vehicle, 13 – board fuel consumption recorder

Przykładowy oscylogram przebiegu prądu na przewodzie zasilającym wtryskiwacz wraz z identyfikacją cech sygnału przedstawiono na rys. 3.

The sample oscillogram for the current in the lead supplying the injector with the identification of the signal characteristics is presented in fig. 3.



Rys. 3. Oscylogram przebiegu zmiany prądu zasilania cewki wtryskiwacza CR, przy swobodnym przyśpieszaniu silnik, dla dwóch po sobie następujących wtrysków wraz z określeniem cech i wartości sygnału:  $t_{2xobr}$  – czas trwania dwóch obrotów wału korbowego,  $t_{lc}$  – czas ładowania kondensatora cewki wtryskiwacza,  $t_{pw}$  – czas pomiędzy wtryskiem wstępnym ( $t_{wv}$ ) a wtryskiem zasadniczym ( $t_{wz}$ ),  $n_s$  – obroty wału korbowego silnika, [HDI Peugeot 407, badania własne]

Fig. 3. The oscillogram of CR injector coli supply current change during free acceleration of the engine for two consecutive injections including identification of signal characteristics and values:  $t_{2xobr}$  – time of two crankshaft revolutions,  $t_{lc}$  – time of injector coil capacitor loading,  $t_{pw}$  – time between initial injection ( $t_{wv}$ ) and the main injection ( $t_{wz}$ ),  $n_s$  – engine crankshaft revolutions, [HDI Peugeot 407, own study]

Należy podkreślić iż przedstawiony przebieg zmiany prądu w cewce wtryskiwacza nie jest adekwatny do przebiegów, które można odnaleźć w literaturze [3, 4, 7], jednakże zadaniem czujników wchodzących w skład paliwomierza jest określenie czasu trwania poszczególnych procesów, a nie identyfikacji kształtu i przebiegu procesu wtrysku. W związku z tym na potrzeby budowanego paliwomierza tak pozyskany i zidentyfikowany sygnał jest zupełnie wystarczający.

Kolejnym parametrem który należy rejestrować w celu określenia dawki wtrysku jest ciśnienie paliwa w zasobniku wysokiego ciśnienia. Pokładowy czujnik ciśnienia w zasobniku jest czujnikiem typu napięciowego i informuje procesor sterujący EDC jak należy dobrać czas trwania wtrysku paliwa na poszczególnym wtryskiwaczu w zależności od ciśnienia panującego w zasobniku i prędkości obrotowej wału korbowego silnika oraz kąta otwarcia przepustnicy.

Ze względu, iż w zasobniku układu Common Rail podczas funkcjonowania silnika następuje ciągła zmiana ciśnienia paliwa, procesor sterujący ma zaimplementowane krzywe dawki wtrysku paliwa w zależności od ciśnienia w zasobniku. Dla naszych rozważań można przyjąć, że czas wtrysku (jednocześnie jej dawka) ustalana jest jedynie na podstawie ciśnienia paliwa w zasobniku. Dawka ta jest określana na podstawie charakterystyki wydatku paliwa dla konkretnego typu i konstrukcji układu zasilania Common Rail – pozyskanej od producenta lub w trakcie badań stanowiskowych tych układów. Na rys. 4 przedstawiono wykres roboczy wydatku paliwa wtryskiwacza układu zasilania Common Rail dla hipotetycznego silnika, dla pojedynczego wtrysku paliwa.

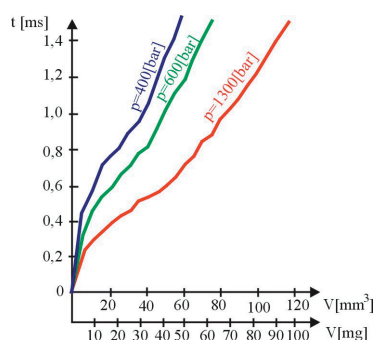
Na podstawie uzyskanych informacji o czasie wtrysku (wstępnego i zasadniczego) oraz ciśnieniu w zasobniku można określić dawkę wtrysniętego paliwa przez poszczególne wtryskiwacze. Sumując

It should be highlighted that the presented process of current change in the injector coil is not adequate to the processes that can be found in the literature [3, 4, 7], however, the task of sensors in the fuel gauge is to determine the time of individual processes and not identification of injection process shape and development. As a consequence, the signal obtained and identified in that way is absolutely sufficient for the requirements of the designed fuel gauge.

Fuel pressure in the high-pressure container is another parameter that should be recorded to determine the injected fuel dose. The board sensor of fuel pressure in high-pressure container is a voltage type sensor and it informs the EDC control processor how to select the fuel injection time for individual injectors depending on the fuel pressure in the container and engine crankshaft rotation speed as well as throttle opening angle.

As a consequence of the fact that fuel pressure in the Common Rail system container is subject to continual changes during engine operation the control processor has fuel injection dosed curves dependent on pressure in the container implemented. For our discussion it can be assumed that injection time (and at the same time injected fuel dose) is determined on the basis of fuel pressure in the container only. That dose is determined on the basis of the fuel discharge characteristics for a specific type and design of the Common Rail fuel supply system obtained from the manufacturer or during bench studies on those systems. Figure 4 presents the working graph of injector fuel discharge from Common Rail fuel supply system for a hypothetical engine and one fuel injector.

On the basis of the information on injection (initial and main) time and pressure in the container the dose of fuel injected by individual injectors can be determined. By totaling the injection doses for individual



Rys. 4. Wykresy robocze wydatku paliwa układu zasilania Common Rail dla hipotetycznego silnika,  $t$  – czas trwania wtrysku,  $p$  – ciśnienie w zasobniku Common Rail,  $V$  – objętość całkowita/masa paliwa wtrysnięta do jednego cylindra w czasie pojedynczego wtrysku (wstępnego lub zasadniczego)

Fig. 4. Working graph of injector fuel discharge from Common Rail fuel supply system for a hypothetical engine,  $t$  – injection time,  $p$  – pressure in Common Rail container,  $V$  – total volume/mass of fuel injected into a single cylinder during a single injection (initial or main)



elementarne dawki wtrysku na poszczególnych cylindrach można określić zużycie paliwa na przejechaną drogę lub wykonaną pracę.

Całkowite zużycie paliwa przez pojazdy użytkowe to nie tylko zużycie paliwa przez silnik. Innym równie istotnym źródłem zużycia paliwa przez pojazd może być nagrzewnica, wykorzystywana zarówno do podgrzewania płynów eksploatacyjnych (oleju silnikowego, płynu chłodzącego) jak także kabiny pojazdu w okresie zimowym podczas postoju pojazdu.

Urządzenia te mają normatywy zużycia paliwa określone czasem funkcjonowania w l/h. Można przyjąć iż ilość zużytego paliwa przez tego typu nagrzewnicę jest niezależna od prędkości, czy funkcjonowania silnika lecz jedynie od czasu jego użytkowania. W związku z tym zużycia paliwa przez nagrzewnicę jest określona poprzez iloczyn czasu funkcjonowania i normy zużycia paliwa przez to urządzenie.

Czas funkcjonowania nagrzewnicy jest identyfikowany poprzez okresowy (co 1 minutę) pomiar temperatury komory spalania nagrzewnicy. Przyjęto, iż temperatura komory powyżej 100°C jest granicą funkcjonowania urządzenia. Czas ten jest sumowany i na tej podstawie określana jest wartość zużycia paliwa przez nagrzewnicę.

Paliwomierz rejestruje także informację dotyczące temperatury otoczenia jak i temperaturę paliwa na zasobniku wysokiego ciśnienia. Informacje to służą do korekcji wartości zużycia paliwa w zależności od temperatury otoczenia w czasie rozgrzewania silnika w niskich temperaturach.

Wartość całkowitego zużycia paliwa przez pojazd jest określona sumą zużycia paliwa przez silnik i nagrzewnicą.

Istotną cechą prezentowanego przepływomierza jest brak jakiegokolwiek ingerencji w układy i konstrukcję pojazdu. W przypadku uszkodzenia przepływomierza jego awaria nie wpływa na funkcjonowanie zarówno silnika jak i pojazdu. Zatem system ten może być aplikowany do pojazdów objętych gwarancją bez obawy jej utraty.

Metoda pomiaru zużycia paliwa na podstawie dawki wtryskiwanego paliwa może być stosowana do silników z zapłonem iskrowym (układ zasilania GDI) jak i zapłonem samoczynnym (układu CR). Po odpowiedniej adaptacji paliwomierz może zostać także wykorzystany dla układów z pompowtryskiwaczami i wtryskiem benzyny (MPI, itd.).

W przypadku firm przewozowych, dla których sprawne zarządzanie pojazdami stanowi jeden z najbardziej newralgicznych elementów ich działalności, radiokomunikacja ruchoma jest jedną skuteczną drogą sprawowania kontroli nad biegiem pojazdów. Kontrola (monitorowanie) zużycia paliwa jak i lokalizacji położenia pojazdu, wpływa na efektywne wykorzy-

cylinders the fuel consumption for the distance driven or work done can be determined.

The fuel consumption by utility vehicles is not only the engine fuel consumption. The heater used for both heating up the operational fluids (engine oil, coolant) as well as the driver' cabin during the wintertime when the vehicle is stationary can be another equally important source of fuel consumption.

Those devices have fuel consumption standards defined by time of operation in l/h. It can be assumed that the quantity of fuel consumed by that type of a heater is independent of speed or operation of the engine and depends on the operation time only. As a consequence, fuel consumption by the heater is defined by the product of operation time and fuel consumption standard for the device.

Heater operation time is identified by periodic (every 1 minute) measurement of temperature in the heater combustion chamber. It was assumed that heater combustion chamber temperature in excess of 100°C is the limit of the device operation. The time is totaled and on that basis the heater fuel consumption value is calculated.

The fuel gage records also the information concerning the environment temperature and fuel temperature at high-pressure fuel container. That information serves adjustment of fuel consumption depending of environment temperature during engine warm-up at low temperatures.

The value of total fuel consumption by the vehicle is determined as the total of fuel consumption by the engine and by the heater.

Absence of intervention of any kind in vehicle systems or design is an important feature of the presented fuel gauge. In case the fuel gage is damaged, that damage does not influence the operation of either the engine or the vehicle. As a consequence, the system can be applied in vehicles covered by guaranty without the risk of losing the guaranty rights.

The method of fuel consumption measurement on the basis of injected fuel dose can be applied in both spark ignition engines (GDI fuel supply system) and self-ignition engines (CR system). After appropriate adaptation the fuel gauge can also be used in systems of injector-pumps and ethylene injection (MPI, etc.).

In case of transport companies, for which efficient management of vehicles is one of the key elements of operation, mobile radio communication is the only effective way to control the vehicles movements. Fuel consumption control (monitoring) and vehicle location influence effective use of resources and decrease in operational costs and shortening the lead-time for orders.

stanie zasobów oraz obniżenie kosztów eksploatacji i skrócenia czasu realizacji zamówień.

W wersji testowej prezentowany przepływomierz będzie zbierał informacje na kartach pamięci, z których następnie będą za pomocą skanerów przesyłane do komputera głównego, gdzie nastąpi ich dekodowanie. W wyniku dekodowania zostaną określone wartości zużycia paliwa, czasy i prędkości robocze pojazdu. Ten sposób pozyskiwania informacji jest dość kłopotliwy i czasochłonny, dlatego po pomyślnym przejściu testów laboratoryjnych przez paliwomierz, zostanie zautomatyzowany transfer danych poprzez przesył bezprzewodowy. Docelowo informacje zarejestrowane i wstępnie obrabione przez paliwomierz, przekazywane będą do centrum nadzorowania w firmie transportowej za pośrednictwem systemu UMTS (UMTS Terrestrial Radio Access Network) lub GSM [9, 10] ciągle, lub okresowo np. po przekroczeniu przez pojazd bramy wjazdowej bazy transportowej. Dzięki tego rodzaju rozwiązaniom zapewnione będzie szybkie uzyskiwanie precyzyjnych i aktualnych danych o stanie pojazdów.

Należy nadmienić, iż prezentowany paliwomierz nie posiada w swojej konstrukcji elementów mechanicznych. Brak tego typu układów powoduje dużą niezawodność urządzenia i możliwość użytkowania w szerokim zakresie temperatur jak i warunkach działania. Poza tym brak możliwości ingerencji operatora czy kierowcy na funkcjonowanie urządzenia w sposób obniżający jego dokładność pomiarową czy w ogóle - funkcjonowanie.

#### 4. Podsumowanie

Z analizy dotychczasowego stanu wiedzy i techniki oraz problematyki dotyczącej metod pomiaru zużycia paliwa pojazdów użytkowych wynika, że:

- brak jest zarówno w kraju jak i za granicą nowoczesnych metod trakcyjnych pomiaru zużycia paliwa, dla których dokładność pomiarowa nie przekracza  $\pm 2\%$  zarejestrowanego przepływu (zużycia paliwa) i jednocześnie charakteryzującego się możliwością sprostania trudnych warunków eksploatacji (brak ingerencji w układy silnika, wysoki poziom drgań, duże wahania temperatur);
- w związku z ciągłym wzrostem cen ropy naftowej na świecie, koszty paliwa wpływają w coraz to większym stopniu na ogólne koszty transportu. W związku z powyższym istnieje konieczność i potrzeba identyfikacji rzeczywistych kosztów paliwa w ogólnych kosztach transportu;
- istnieje szerokie zapotrzebowanie na mierniki (rejestratory) rzeczywistego zużycia paliwa przez firmy transportowe w celu określenia rzeczywistego zużycia paliwa przez silniki w aspekcie zarówno ekonomicznym jak i ekologicznym.

In the test version the presented flow gauge will collect information on memory cards from which it will be scanned and sent to the main computer where it will be decoded. As a result of decoding the fuel consumption values, working times and speeds of the vehicles will be determined. That method of obtaining information is quite arduous and time-consuming and as a consequence, after successful completion of laboratory tests of the fuel gauge the data transfer will be automated by applying wireless transmission. Ultimately, the collected and initially processes information of fuel gauge will be sent to the control center at the transport company via the UMTS (UMTS Terrestrial Radio Access Network) or GSM system [9, 10] either in real time or periodically, e.g. on passing through the entrance gate of the transport company. That type of solution will secure quick gathering of precise and current data on the status of vehicles.

It should be added that the presented fuel gauge has no mechanical components in its design. Absence of such components results in high reliability and possibility of using within a wide range of temperatures and operational conditions. Additionally, intervention of the operator or driver in operation of the device in a way decreasing its measurement accuracy or generally its operation is not possible.

#### 4. Conclusion

Analysis of the current status of knowledge and technology as well as the issues concerning utility vehicles fuel consumption measurement indicates that:

- both in Poland and abroad there are no modern traction methods of fuel consumption measurement in case of which the measurement accuracy does not exceed  $\pm 2\%$  of the recorded flow (fuel consumption) and that at the same time could be applied at difficult operational conditions (no intervention in the engine design, high levels of vibrations, large temperature changes);
- as a consequence of continual increase in global crude prices the costs of fuels exert an increasing influence on overall costs of transport. As a consequence of the above it is necessary and needed to identify the actual fuel costs in total costs of transport;
- there is a wide demand for gauges (recorders) of actual fuel consumption among transport companies to determine the actual fuel consumption by engines in both the ecological and environmental aspect.

Przedstawiona w pracy nowa metoda pomiaru zużycia paliwa ma mieć zastosowanie do nowoczesnych silników pojazdów użytkowych. Proponowany paliwomierz będzie miał zastosowanie do monitorowania zużycia paliwa wszelkiego rodzaju maszyn i pojazdów w których elementem wykonawczym procesu wtrysku paliwa jest wtryskiwacz elektromagnetyczny. Zastosowanie tego typu paliwomierzy w pojazdach użytkowych przedsiębiorstw transportowych pozwoli na osiągnięcie wymiernych efektów ekonomicznych poprzez rzetelne i rzeczywiste ponoszenie kosztów ceny paliwa - ograniczenie „przepałów” (aspekt ekonomiczny), jednocześnie eliminując z eksploatacji pojazdy w których zaobserwowano nadmierny wzrost zużycia paliwa (aspekt ekologiczny) lub wcześniej zidentyfikowano stan niezdatności układu wtryskowego (aspekt ekologiczno-ekonomiczny). Proponowany paliwomierz ponadto posiada możliwość rejestracji czasu i jakości pracy kierowcy (prędkość jazdy pojazdu, prędkość obrotowa wału korbowego silnika itp.) co umożliwi ocenę bezpieczeństwa użytkownika jak i sposób eksploatacji pojazdu.

The new fuel consumption measurement method presented in the paper is to be applicable in modern engines of utility vehicles. The proposed fuel gauge will be applicable for fuel consumption monitoring in all types of machines and vehicles in which the electromagnetic injector is the fuel injection effecting component. Application of fuel gauges of that type in utility vehicles of transport companies would allow achievement of material economic effects by reliable and actual calculation of fuel costs limiting the excessive fuel consumption (economic aspect) and justifying decommissioning of vehicles in which excessive increase of fuel consumption is noticed (ecological aspect) or early identification of fuel injection system unsuitability condition (economic and ecological aspect). The proposed fuel gauge also possesses the ability to record the drivers work time and quality (driving speed, crankshaft rotational speed, etc.) allowing assessment of operation safety and mode of vehicle operation.

### 5. Literatura

- [1] Chłopek Z.: Tendencje rozwojowe w napędach autobusów miejskich. Eksploatacja i Niezawodność Nr 1(29)/2006.
- [2] Dyrektywa 1999/1000/EC.
- [3] Hubertus G.: Diagnostowanie silników wysokoprężnych. WKŁ, W-wa 2002;
- [4] Janiszewski T., Mavrantzas S.: Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokoprężnych, WKŁ, W-wa 2001.
- [5] Kędzia R., Okoński A.: Układy paliwowe systemów wtryskowych silników ZI. Poradnik Serwisowy Nr1, Warszawa 2002.
- [6] Podstawický I, Liščák Š, Droždziel P.: Nowoczesna metoda pomiaru zużycia paliwa w transporcie samochodowym. Eksploatacja i Niezawodność Nr 1(25)/2005.
- [7] Robert Bosch GmbH: Układy wtryskowe Common Rail. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności. Wydanie 1, Warszawa 2000.
- [8] Rychlik. A.: Metody pomiaru zużycia paliwa pojazdów użytkowych. Eksploatacja i niezawodność Nr 4(32)/2006.
- [9] Utkowski P.: System satelitarny Galileo dla potrzeb transportowych. Politechnika Radomska. Prace Naukowe. Transport Nr 1(18) 2004.
- [10] Wada R.: Nowe możliwości aplikacji systemów telekomunikacji trzeciej generacji w zastosowaniach transportowych. Politechnika Radomska. Prace Naukowe. Transport Nr 2(20) 2004.

---

**Dr inż. Arkadiusz RYCHLIK**

Katedra Budowy Eksploatacji Pojazdów i Maszyn  
Wydział Nauk Technicznych  
Uniwersytet Warmińsko – Mazurski  
ul. Oczapowskiego 11, 10-719 Olsztyn  
e-mail: rychter@uwm.edu.pl

---

## STANOWISKO DO BADAŃ DEGRADACJI STOMATOLOGICZNYCH WYPEŁNIEŃ KOMPOZYTOWYCH

### EXPERIMENTAL TEST STAND FOR ANALYSIS OF COMPOSITE DENTAL FILLINGS DEGRADATION

*Wypełnienia stomatologiczne z kompozytów polimerowych są coraz częściej stosowane do uzupełniania ubytków w zębach. Charakterystyczną cechą tego typu wypełnień jest odporność na oddziaływanie zmiennych obciążeń jakie występują w jamie ustnej. Jednakże analiza literatury przedmiotu nie daje jednoznacznych odpowiedzi na pytania o rzeczywiste warunki eksploatacji oraz przebieg procesu zużycia. Powszechnie stosowane badania kliniczne, choć umożliwiają określenie przewidywanej trwałości układu wypełnienie-zęb, nie pozwalają na opisanie procesu zużycia i powstawania uszkodzeń. Ponadto cechuje je znaczna niepowtarzalność warunków pracy oraz subiektywna decyzja diagnostyczna o zużyciu. Zastosowanie modelowania matematycznego również obciążone jest dużą niedokładnością ze względu na niejednorodność struktury zębów i samego wypełnienia.*

*Aby umożliwić analizę przebiegu zużycia wypełnień stomatologicznych zaproponowano nową metodykę badań zmęczeniowych. W tym celu skonstruowano symulator żucia umożliwiający realizację powtarzalnych cyklicznych obciążeń mechanicznych zębów w warunkach zbliżonych do naturalnych warunków fizjologicznych. Takie podejście zapewnia niezależność wyników badań od indywidualnych cech pacjentów biorących udział w badaniach klinicznych a także znacznie przyspiesza czas badań.*

**Słowa kluczowe:** Stomatologiczne wypełnienia kompozytowe, symulator żucia, badania zmęczeniowe

*The use of polymer composite dental fillings becomes very popular for treatment of dental cavities. This kind of fillings is distinguished by its resistance to cyclic loads taking place in an oral cavity. However, literature analysis does not provide an answer to questions concerning real working conditions and course of a wear process. Commonly applied clinical research, though one can be used for assessment of tooth-filling arrangement durability, do not allow for description of wear processes or failure appearance. Moreover, this kind of research is biased by substantial unrepeatability of working conditions and subjective diagnosis. The use of mathematical simulation tools for analysis dental fillings reliability is not accurate due to inhomogeneity of both teeth internal structure and polymer filling.*

*In order to provide reliable analysis of dental fillings wear process a new methodology of fatigue research was proposed. A mastication simulator was designed which allows for realization of repeatable mechanical teeth loads cycles similar to anatomical ones. This approach assures independence of research results on individual features of patients taking part in clinical research and also substantially accelerates research procedures.*

**Keywords:** Composite dental fillings, mastication simulator, fatigue research

#### 1. Wprowadzenie

Analizując dotychczasowe publikacje związane z zastosowaniem wypełnień kompozytowych należy zauważyć, że nadal nie w pełni wyjaśniony jest pro-

#### 1. Introduction

On the base of analysis of publications which deal with polymer composite dental fillings it should be noticed that the problem of their degradation is not

blem mechanizmu ich degradacji a w szczególności wynikający stąd problem granicznego czasu użytkowania wypełnień w rzeczywistych warunkach. Sytuacja ta jest spowodowana niedostateczną liczbą badań procesu zniszczenia zmęczeniowego w warunkach rzeczywistych lub zbliżonych do rzeczywistych.

Proces degradacji wypełnienia kompozytowego był już analizowany przez wielu autorów [2, 4, 5]. Jednakże opis mechanizmu degradacji a w szczególności procesu propagacji pęknięć w strukturze wypełnienia jest bardzo trudny ze względu na konieczność określenia trójwymiarowego rozkładu naprężeń oraz ze względu na brak możliwości dostatecznego odwzorowania geometrycznego.

Autorzy niniejszej pracy zdecydowali się na przeprowadzenie badań trwałościowych wyekstrahowanych zębów ludzkich z wypełnieniami. Do odwzorowania cyklicznych obciążeń mechanicznych zębów wykorzystano symulator żucia.

## 2. Preparatyka próbek

Do badań trwałościowych wykorzystano zęby ludzkie trzonowe i przedtrzonowe usunięte ze względów ortodontycznych i chirurgicznych. Próbki przeznaczone do badań były odpowiednio przygotowane. W zębach preparowano ubytki klasy I wg Blacka o głębokości trzech milimetrów, co umożliwiło kontakt wypełnienia ze szkliwem i zębina. Brzegi szkliwa w każdym zębie wygładzane są kamieniem typu Arkansas.

W ubytkach zakładane były wypełnienia z materiału kompozytowego zgodnie ze wskazaniami producenta. Szkliwo i zębina wytrawiane były 37% kwasem ortofosforowym. Następnie na wszystkie ściany ubytku oraz dno aplikowany był system wiążący. Materiał kompozytowy zakładany był do ubytku w warstwach o grubości ok. 2 mm każda i naświetlany lampą halogenową przez 40 sekund.

Próbki zębów przeznaczone do badań umieszczane były w obsadach. Aby odwzorować elastyczne osadzenie korzenia zęba w dziąśle człowieka do mocowania próbek w obsadach wykorzystano odpowiednio dobraną żywicę.

Tak przygotowane próbki zębów poddawano cyklicznym obciążeniom mechanicznym na specjalnie opracowanym stanowisku badawczym symulującym cykl żucia.

## 3. Symulator żucia

Konstrukcję symulatora oparto na założeniu, że musi on w jak największym stopniu odwzorowywać obciążenia mechaniczne zębów występujące podczas aktu żucia. W jamie ustnej obciążenia mechaniczne zębów wywoływane są przez mięśnie przywodzące

fully described. In particularly it concerns lack of durability estimation under normal working conditions of such fillings.

This situation is probably caused by insufficient amount of fatigue tests held on natural teeth samples in conditions similar to those taking place in reality.

The process of composite dental fillings degradation was analyzed by a number of researchers [2, 4, 5]. However, description of degradation mechanism, in particularly development of cracks propagation, pose a challenge due to necessity of evaluation three dimensional stress distribution and lack of sufficient geometrical models.

This paper deals with fatigue tests of treated extracted human teeth. In order to allow realization of programmed mechanical load cycles a special mastication simulator was used.

## 2. Preparation of samples

Human molars and premolars extracted due to surgical and orthodontic reasons were used in the study. Tested specimens were suitably prepared. In the teeth designed for the investigation the class I cavities according to Black's classification were prepared. They were 3 mm deep which made the contact with enamel and dentine possible. The edges of enamel were smoothed with Arkansas type stone. The cavities were filled with composite material according to manufacturer's guidelines. Enamel and dentine were etched with 37% orthophosphoric acid. Next, the dental bonding system was applied to all walls and the bottom of the cavity. The composite material was applied in the layers, each of them 2 mm thick, and was exposed to halogen lamp radiation for 40 seconds.

Afterwards teeth samples were placed in special holders. In order to obtain flexible tooth restrains, similar to those in a human body, the samples were fixed with a special resin.

Prepared samples were exposed to cyclic mechanical loads with the use of specially elaborated mastication simulator.

## 3. Mastication simulator

The design of mastication simulator was based on assumption that it should simulate mechanical loads taking place during mastication process to the highest degree. Mechanical loads of teeth in an oral cavity are created by submaxilla muscles. Considering some



żuchwy. W pewnym uproszczeniu proces żucia składa się z ruchu odwodzenia i przywodzenia żuchwy oraz ruchów bocznych. Na rysunku 1 przedstawiono typowy fizjologiczny tor ruchu żuchwy wg Batesa [2]. W efekcie powstaje bardzo skomplikowany układ sił działających we wszystkich kierunkach.

Przystępując do konstruowania przyrządu wzięto pod uwagę następujące założenia:

- dwie próbki (wyekstrahowane zęby ludzkie) dociskane są w kierunku pionowym, zadaną siłą, niezależną od położenia,
- jedna z próbek wykonuje ruchy w płaszczyźnie poziomej, wzorowane na fizjologicznych,
- próbki zamocowane są elastycznie, co symuluje osadzenie zęba w dziąśle,
- próbki znajdują się w wilgotnym środowisku.

Symulator (rysunek 2) składa się w części zasadniczej z pneumatycznego mechanizmu docisku oraz plotera dwuosiowego napędzanego parą silników krokowych. Takie rozwiązanie zapewnia małą bezwładność elementów ruchomych oraz pełną swobodę doboru sił i toru ruchu. Jedna z badanych próbek przymocowana jest do mechanizmu suwakowego wykonującego ruchy w kierunku pionowym, natomiast druga znajduje się na ploterze symulującym ruchy żuchwy.

Aby zapewnić porównywalny rozkład sił niezależnie od geometrycznych uwarunkowań badanych próbek symulator wyposażony jest w układ pomiarowy pozwalający na określenie wektora siły reakcji współpracujących próbek.

Podstawa mechanizmu plotera umieszczona jest na wibroizolatorach o dużej sztywności w kierunku pionowym oraz stosunkowo małej sztywności w kierunkach poziomych. Rolę podpór pełnią trzy tensometryczne przetworniki siły. Aby możliwy był pomiar wyłącznie siły tnącej, bez wpływu powstających

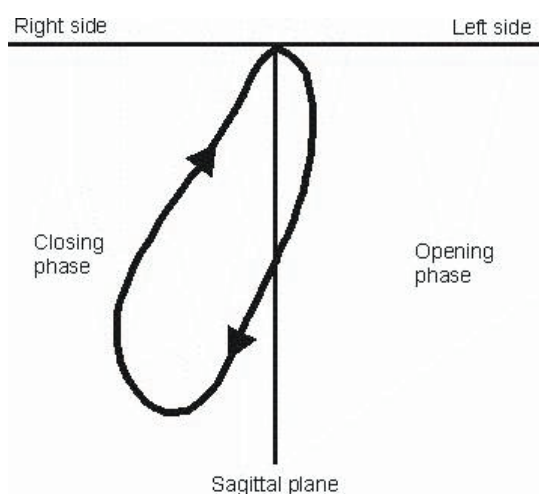
simplifications mastication process can be treated as a set of abduction and adduction movements and side movements. Figure 1 presents typical physiological submaxilla movement path according to Bates [2,6]. It results in a very complex multidimensional stress field.

The design of mastication simulator was preceded by establishment of a number of assumptions:

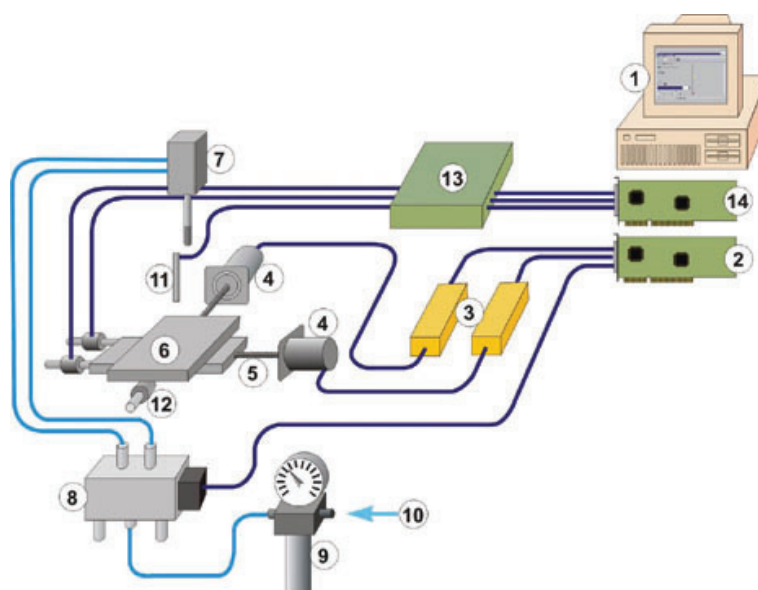
- two samples (extracted human teeth) are pressed to each other with constant force, independent on samples position,
- one of the samples moves in a way similar to physiological submaxilla path,
- the samples are flexibly restrained,
- the samples are placed in a damp environment.

The mastication simulator (figure 2) consists of a pneumatic pressing mechanism and biaxial plotter driven by stepper motors. This solution provides relatively small inertia forces of moving parts and full flexibility of forces and movement path selection. The upper sample is fixed to a slider mechanism which can realize up and down movements while the lower sample is fixed to the biaxial plotter simulating submaxilla motions.

In order to provide force field independent on geometry of tested samples, the simulator is equipped with a measurement system which allows for determination of cooperating samples reaction force vector. The base of plotter mechanism is placed on a set of vibration insulators, distinguished by high stiffness in vertical direction and relatively low stiffness in horizontal direction. The plotter position is fixed with the use of three force transducers. In order to measure only a shearing force without influence of appearing torques the design resembles a rocker arm



Rys. 1. Fizjologiczny tor ruchu żuchwy wg. Batesa  
 Fig. 1. Physiological path of submaxilla move according to Bates



Rys. 2. Schemat funkcjonalny symulatora żucia, 1 – komputer osobisty, 2 – karta sterowania silnikami krokowymi, 3 – sterowniki silników krokowych, 4 – silniki krokowe, 5 – śruby napędowe, 6 – mechanizm plotera, 7 – siłownik pneumatyczny, 8 – zawór rozdzielający, 9 – zespół przygotowania powietrza, 10 – zasilanie sprężonym powietrzem, 11 – czujnik temperatury, 12 – czujniki siły, 13 – układ kondycjonowania sygnałów, 14 – karta pomiarowa

Fig. 2. Functional diagram of mastication simulator, 1 – personal computer, 2 – stepper motors control card, 3 – stepper motors controllers, 4 – stepper motors, 5 – driving screws, 6 – plotter mechanism, 7 – pneumatic actuator, 8 – control valve, 9 – air preparation module, 10 – compressed air inlet, 11 – temperature sensor, 12 – force transducers, 13 – signals' conditioning module, 14 – data acquisition card

w mechanizmie momentów sposób zamocowania płyty plotera przypomina kład wahaczowy. Sygnały elektryczne z dwóch równoległych przetworników są sumowane dostarczając informacji o składowej siły w kierunku X, natomiast trzeci czujnik mierzy składową Y.

Pomiar sił dokonywany jest w sposób ciągły w trakcie pracy. Podczas realizacji eksperymentów dane te są rejestrowane w celu oceny rozkładu sił i wprowadzenia odpowiednich korekt do symulowanej trajektorii ruchu żuchwy.

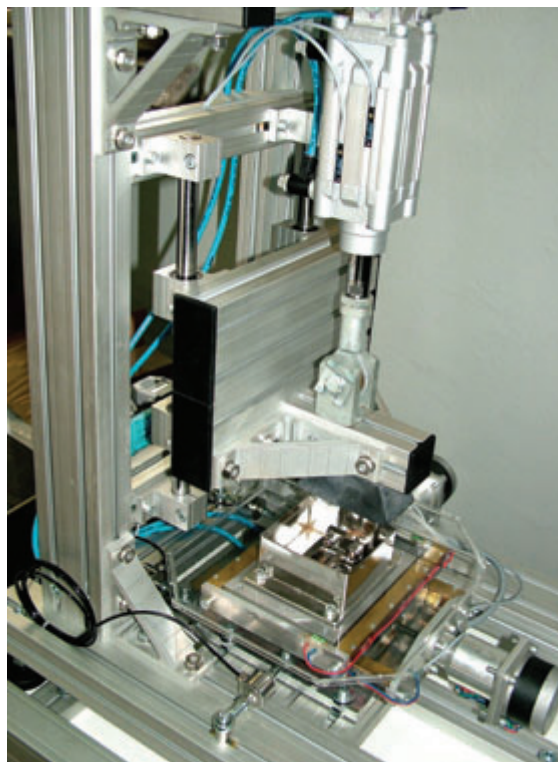
Widok mechanizmu symulatora żucia przedstawiono na rysunku 3.

Do sterowania pracą symulatora oraz realizacji pomiarów sił pomiędzy współpracującą parą próbek wykorzystano komputer osobisty z autorskim oprogramowaniem. Program sterujący umożliwia dowolne ustalenie trajektorii względnego ruchu badanych próbek. Ponadto możliwe jest wprowadzenie cyklicznej niepowtarzalności kolejnych symulowanych aktów żucia. Aby zapewnić wilgotne środowisko próbki w trakcie testu umieszczone są w roztworze soli fizjologicznej.

suspension. Electrical signals from two parallel force transducers are summarized providing information about force in X direction while third transducer gives Y component signal.

Measurement of forces is held constantly during operation of the simulator. During realization of the experiments the data is recorded for assessment of forces distribution. It permits introduction of some corrections of lower sample movement path. The view of mastication simulator is presented at figure 3.

For control of simulator operation and data recording a personal computer with original software was used. The control software allows for setting of arbitrary lower sample movement path. Apart from this it is possible to introduce statistical unrepeatability of consecutive mastication cycles.



Rys.3. Fotografia symulatora żucia  
Fig. 3. View of mastication simulator

#### 4. Realizacja badań zmęczeniowych

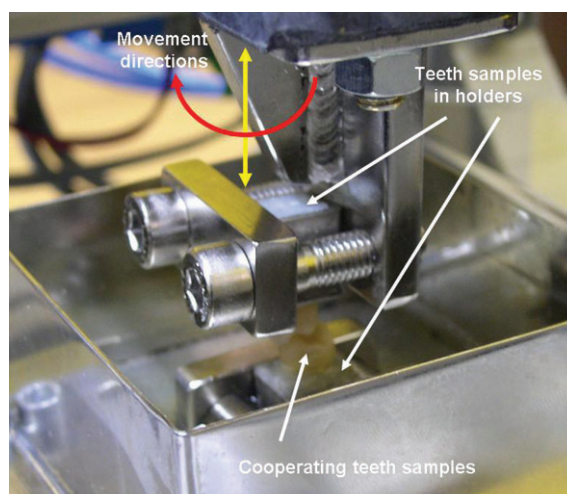
Przygotowane próbki mocowane są w zaciskach symulatora żucia (rysunek 4) i ustalane jest ich wzajemne położenie odpowiadające warunkom fizjologicznym.

Po zamontowaniu próbek w symulatorze ustalane jest położenie punktu zwarcia centralnego a następnie ustalana jest wartość siły w kierunku pionowym i programowana jest trajektoria ruchu względem tego

#### 4. Implementation of fatigue research

The teeth samples for research are placed in a special holders. In order to simulate flexible seating of prong in a human gum a special soft raisin is used.

Prepared teeth are fixed in clamps of mastication simulator (figure 4). Afterwards the samples relative orientation is set in position typical for physiological conditions.



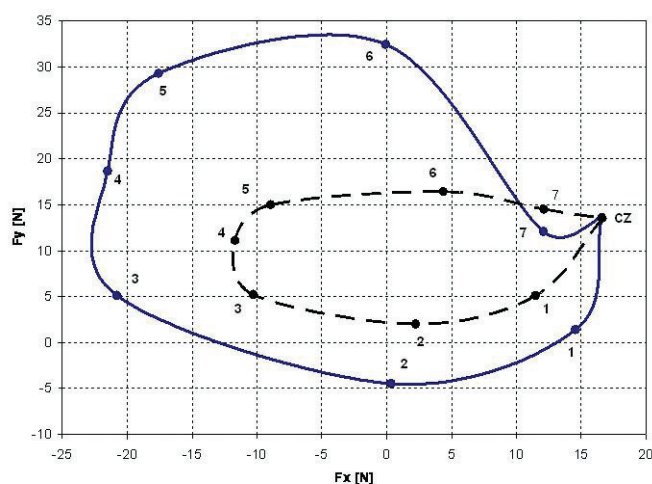
Rys.4. Sposób zamocowania próbek w symulatorze oraz ich współpraca  
Fig. 4. Teeth samples fixed in the mastication simulator and their cooperation

punktu. Zarys ruchu opisywany jest za pomocą współrzędnych ośmiu punktów tak, aby uzyskać krzywą zbliżoną do cyklu Batesa. Ostateczna weryfikacja poprawności doboru trajektorii ruchu dokonywana jest na podstawie rozkładu sił tnących podczas realizacji testu (rysunek 5).

Pomiary sił (rysunek 5) wykazują, że po przyłożeniu siły pionowej o wartości 400 N nawet w punkcie zwarcia centralnego pojawiają się znaczne składowe sił tnących. Wynika to z faktu, że współpracujące powierzchnie nie są prostopadłe do kierunku działania siły docisku. Porównanie współrzędnych wzajemnego ruchu próbek oraz rozkładu sił także wskazuje na występowanie odchyłek wnikańcych z nierówności powierzchni żujących zębów oraz niejednorodności sztywności układu badanych próbek i mechanizmów symulatora.

Having teeth samples fixed in the simulator their central contact point is determined. The next step of experiment preparation is setting a value of vertical force and programming of lower sample motion path. The path, described by coordinates of eight points, is set to be similar to Bates cycle. The final verification of sample trajectory is made on the base of reaction forces field analysis (figure 5).

Results of force measurement (figure 5) shows that after application of vertical force of 400 N even in a central contact point there are considerable components of shearing force. It results from the fact that cooperating surfaces are not perpendicular to pushing force direction. Comparison of relative samples motion coordinates and shape of resultant shearing force indicates some deviations due to irregularity of teeth mastication surfaces and unevenness of stiffness of teeth-simulator assembly.



Rys. 5. Przebieg sił tnących podczas symulowanego aktu żucia (linia ciągła) oraz kształt zaprogramowanej trajektorii ruchu współpracujących próbek (linia kreskowa)

Fig. 5. Distribution of shearing forces (continuous line) and programmed trajectory of the lower sample (dashed line)

## 5. Podsumowanie

Aby umożliwić powtarzalne badania trwałościowe wypełnień stomatologicznych zębów ludzkich opracowano metodykę badań polegającą na realizacji cyklicznych obciążeń mechanicznych. W celu zrealizowania zadania badawczego skonstruowano i wykonano sterowany komputerowo symulator żucia.

Dzięki programowalnym wzajemnym ruchom badanych próbek zębów oraz rejestracji sił istnieje możliwość precyzyjnego doboru trajektorii ruchu w celu uzyskania rozkładu sił zbliżonego do warunków rzeczywistych.

W ramach dalszych prac planuje się wykorzystać metodę elementów skończonych do symulacji rozkładu naprężeń, na podstawie której będzie można tak

## 5. Summary

In order to allow repeatable fatigue research of human teeth dental fillings a new examination method was elaborated. The method consists in realization of cyclic mechanical loads. The research is conducted with the use of the designed computer controlled mastication simulator.

Programmable trajectory of cooperating teeth samples and measurement of reaction forces allow for settlement of relative motions which provides forces distribution close to anatomical conditions.

Measurement of samples' geometry and combination of durability tests with a finite elements method stress calculations can be used for obtaining of comparable stress distribution in different samples

określić przemieszczenia i obciążenia, aby wywołać porównywalny stan naprężeń w różnych próbkach niezależnie od anatomicznych różnic w ich budowie. Takie podejście umożliwi porównywanie uzyskanych wyników badań niezależnie od rodzaju i wielkości zębów.

independently of anatomic differences in their structure. This approach will allow for comparison of teeth-filling crevices in teeth of different kind and dimensions.

### 6. References

- [1] Grosfeldowa O.: Fizjologia narządu żucia, PZWL Warszawa 1981
- [2] Pihut M.: Czynniki wpływające na siły zgryzowe generowane w układzie stomatognatycznym, *Poradnik Stomat.*, 3, 2003, pp 20-23
- [3] Niewczas A. Marginal Tightness of Composite Dental Fillings Examined „in vitro”, *The Journal of the Slovak Chamber of Dentist*, XV, 4, 2005, pp 2-4
- [4] Kreici I., Lutz F.: In-vitro-Testverfahren Zur Evaluation Dentaler Restaurationssysteme.  
1. Computergesteuerter Kasimulator Schweiz *Monatsschr Zahnmed*, vol. 100: 8/1990, pp 127-134
- [5] Clark D. J., Seets C. G., Paquette J. M.: Definitive diagnosis of enamel and dentine cracks based on microscopic evaluation, *J Esthet Restor Dent.*, 15(7), 2003, pp 391-401

---

#### **Dr inż. Jacek HUNICZ**

Politechnika Lubelska  
Wydział Mechaniczny  
Katedra Silników Spalinowych i Transportu  
ul. Nadbystrzycka 36 20-618 Lublin  
tel.(081) 5384261  
e-mail: j.hunicz@pollub.pl

#### **Dr n.med Agata NIEWCZAS**

Akademia Medyczna w Lublinie  
Katedra i Zakład Stomatologii Zachowawczej  
ul. Karmelicka 7 20-081 Lublin  
tel. (081) 5323410  
e-mail: agatan@neostrada.pl

#### **Dr inż. Paweł KORDOS**

Politechnika Lubelska  
Wydział Zarządzania i Podstaw Techniki  
Katedra Podstaw Techniki  
ul. Nadbystrzycka 38 20-618 Lublin  
tel. (081) 5384490  
e-mail: p.kordos@pollub.pl

#### **Mgr inż. Daniel PIENIAK**

Szkoła Główna Służby Pożarniczej  
Wydział Inżynierii Bezpieczeństwa Pożarowego  
Katedra Techniki Pożarniczej Zakład Mechaniki Stosowanej  
ul. Słowackiego 52/54 01-629 Warszawa  
tel. (022) 5617544  
e-mail: daniel60@poczta.fm

---



## ZARYS METODY OKREŚLANIA PRAWDOPODOBIEŃSTWA ZDATNEJ PRACY URZĄDZENIA W ASPEKCIE ZMIAN WARTOŚCI PARAMETRU DIAGNOSTYCZNEGO

### THE OUTLINE OF THE METHOD OF DETERMINING THE PROBABILITY OF PRACTICAL DEVICE OPERATION WHEN CHANGING DIAGNOSTIC PARAMETER VALUES

*W artykule przedstawiono zarys metody określania prawdopodobieństwa zdatnej pracy urządzenia w oparciu o analizę i analityczny opis zmian wartości parametru diagnostycznego w trakcie trwania procesu eksploatacji. Metoda opracowana została w oparciu o równanie różnicowe opisujące dynamikę tychże zmian, dla którego znaleziono rozwiązanie w postaci funkcji gęstości prawdopodobieństwa.*

**Słowa kluczowe:** parametr diagnostyczny, prawdopodobieństwo zdatnej pracy, system nawigacyjno-celowniczy.

*Presented in this article is the outline of determining the probability of practical device operation based on the analysis and analytical specification of changes in diagnostic parameter values during usage. The method was elaborated based on a difference equation describing the dynamics of these changes for which a solution in the form of a probability density function was found.*

**Keywords:** diagnostics parameter, probability of practical device operation, navigation and aiming system.

#### I. Wstęp

Jednym z powszechnie występujących zjawisk w okresie eksploatacji urządzeń technicznych jest odchylenie się wraz z upływem czasu wartości parametrów charakteryzujących dane urządzenie od ich wartości nominalnych, odpowiadających chwili zakończenia procesu regulacji na etapie produkcji. Powstałe odchylenie wartości wspomnianych parametrów w głównej mierze występują na skutek oddziaływania różnego rodzaju przyczyn wywołujących efekt starzeniowy urządzeń, które kumulując się powodują wytworzenie efektu odpadowego.

Istnieje szereg urządzeń na które, z uwagi na realizowane funkcje, nałożone są szczególnie wysokie wymagania związane z dokładnością ich funkcjonowania. Do grupy tej z pewnością można zaliczyć urządzenia z tzw. „techniki lotniczej”. Wypracowany przez nie efekt użytkowy można rozpatrywać w różnych aspektach, odnoszących się m.in. do bezpieczeństwa, skuteczności zastosowania, czy też w aspekcie ekonomicznym. Dlatego też, z uwagi na powyższe, prace mogące przyczynić się do usprawnienia procesu eksploatacyjnego są nader istotne.

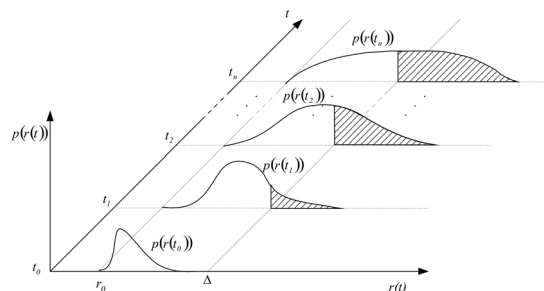
#### 1. Introduction

One of the common occurrences that take place during the usage of devices is the deviation of parameter values during the lapse of time that characterize the given device from their nominal values that correspond with the moment of finishing the regulation process at the production stage. The formed deviation of the mentioned values takes place mainly due to the impact of various causes of the aging effect of devices, which when cumulated cause a “debris” effect.

Many existing devices are placed with particularly high requirements involving their precise operation due to their important role. The so-called “aeronautical engineering” devices can surely be included in this group. The elaborated usage effect of this group can be examined in different aspects, in relation, for example, to safety, application effectiveness or also in the economical aspect. This is also why studies that can help improve the operation process are very important.

**2. Zarys metody określania prawdopodobieństwa zdatnej pracy urządzenia w aspekcie zmian wartości parametru diagnostycznego**

Występowanie efektu odpadowego ma charakter losowy zależny od czasu i wpływa na wynik końcowy pracy systemu. Efekt ten określany jest też mianem „błędu aparaturowego”. Błąd zupełny systemu przebywającego w systemie obsługi  $r(t)$ , którego składową jest błąd aparaturowy, można scharakteryzować przy pomocy jednowymiarowego rozkładu funkcji gęstości prawdopodobieństwa  $p(r(t))$  dla dowolnej chwili  $t \in (t_0, t_0 + t_i)$  (rys. 1). Chwila  $t_0$  odpowiada przekazaniu systemu do eksploatacji.



Rys. 1. Rodzina funkcji  $p(r(t_n))$  opisująca właściwości dotyczące dokładności systemu w funkcji czasu eksploatacji  
 Rys. 1. Function family  $p(r(t_n))$  describing system's accuracy characteristics depending on Rusing time

Ponieważ proces  $r(t)$  ma charakter niestacjonarny, zatem można spodziewać się, iż wraz z upływem czasu nastąpi wzrost błędu zupełnego, dlatego też należy nałożyć na jego charakterystykę probabilistyczną określony poziom dokładności, co można zapisać w postaci poniższej zależności [3]:

$$P[r(t) > \Delta, t \in (t_0, t_0 + t_i)] \leq \zeta \quad (1)$$

gdzie:  $P[r(t) > \Delta]$  – prawdopodobieństwo przekroczenia przez błąd zupełny systemu wartości dopuszczalnej  $\Delta$ ;  $r(t)$  – zmienna losowa charakteryzująca błąd zupełny;  $\Delta$  – tolerancja błędów;  $\zeta$  – ustalona (przyjęta) wartość graniczna prawdopodobieństwa przekroczenia przez  $r(t)$  wartości  $\Delta$ .

Krzywe przedstawiające funkcje gęstości prawdopodobieństwa  $p(r(t_0)), p(r(t_1)), \dots, p(r(t_n))$  zmiennej losowej  $r(t)$  odpowiadają różnym chwilom  $t_0, t_1, \dots, t_n$ . Z kolei pola zakreskowane powierzchni równe są liczbowo prawdopodobieństwu:

$$P(t) = P[r(t) > \Delta] = \int_{\Delta}^{\infty} p(r(t)) dr \quad (2)$$

przekroczenia przez błąd zupełny systemu wartości dopuszczalnej (tolerancji)  $\Delta$  w danej chwili. Określenie zatem prawdopodobieństwa  $P(t)$  sprowadza się do wyznaczenia funkcji gęstości  $p(r(t))$ .

Identyfikację zmian wartości parametru diagnostycznego w niniejszym opracowaniu dokonano na przykładzie głowicy celowniczej wojskowego

**2. The outline of the method of determining the probability of practical device operation when changing diagnostic parameter values**

The occurrence of a waste effect is random. It depends on time. It affects the final result of the system operation. This effect is also called ‘the error of the apparatus’. The absolute error of the system that is in the system of service  $r(t)$  whose element is the error of the apparatus, can be characterized by a one-dimensional arrangement of the probability density function  $p(r(t))$  for any moment  $t \in (t_0, t_0 + t_i)$  (illustration 1). The moment  $t_0$  corresponds to the handover of the system to using.

The process  $r(t)$  is not stationary. That is why, we can assume that while the time is passing, there will be the increase in the absolute error. So, we must add a defined level of accuracy to its probabilistic characteristic, which can be written down by below interdependence [3]:

$$P[r(t) > \Delta, t \in (t_0, t_0 + t_i)] \leq \zeta \quad (1)$$

where:  $P[r(t) > \Delta]$  – the probability of the exceeding the system of admissible value  $\Delta$  by the absolute error;  $r(t)$  – random variable that characterize the absolute error;  $\Delta$  – a tolerance of an error;  $\zeta$  – a fixed (accepted) boundary value of the probability of exceeding the value  $\Delta$  by  $r(t)$ .

The curves that present the probability density function  $p(r(t_0)), p(r(t_1)), \dots, p(r(t_n))$  of the random variable  $r(t)$  correspond to different moments  $t_0, t_1, \dots, t_n$ . In turn, the lined fields of the area are equal in numbers to the probability:

$$P(t) = P[r(t) > \Delta] = \int_{\Delta}^{\infty} p(r(t)) dr \quad (2)$$

the excesses of the system of admissible value (tolerance)  $\Delta$  by the absolute error in a particular moment. So, the determination of the probability  $P(t)$  is reduced to the determination of the density of the function  $p(r(t))$ .

The identification of the changes of the value of the diagnostic parameter was conducted with the timing

statku powietrznego (WSP). Podstawową funkcją głowicy celowniczej jest przesyłanie i zobrazowanie informacji użytkowej potrzebnej do zrealizowania procesu celowania. W układzie konstrukcyjnym systemu nawigacyjno-celowniczego jest ona końcowym elementem pośredniczącym w wypracowaniu informacji celowniczej, której parametrem użytkowym jest położenie punktu centralnego ruchomego znacznika celowniczego. Wypracowanie informacji celowniczej (położenie znacznika celowniczego) odbywa się w oparciu o równania celownicze, rozwiązanie których następuje w systemie nawigacyjno-celowniczym. Danymi niezbędnymi do ich wyznaczenia są parametry charakteryzujące lot WSP oraz dane taktyczno-techniczne charakteryzujące sytuację bojową (typ użytego środka bojowego, sposób rozwiązania zadania celowania).

Położenie znacznika celowniczego uwzględnia wartości błędów poszczególnych urządzeń funkcjonalnych, wchodzących w skład systemu nawigacyjno-celowniczego, uczestniczących w procesie wyznaczania sumarycznej poprawki kątowej. Ze względu na rangę ważności wypracowanej informacji, determinującej skuteczność zastosowania bojowego WSP, wymagana jest duża dokładność pracy systemu. Zatem prace obsługowe mające na celu kontrolę położenia znacznika celowniczego w trakcie trwania procesu eksploatacji są bardzo istotne. Dysponując informacją dotyczącą zmiany położenia nominalnego znacznika celowniczego, można wprowadzić do systemu poprawki niwelujące wpływ występujących błędów.

W wyniku analizy danych eksploatacyjnych dotyczących wartości parametrów diagnostycznych, charakteryzujących stan techniczny systemu, zaobserwowano ich zmianę. Zachodzące w systemie nawigacyjno-celowniczym zmiany starzeniowe powodują, że wynik funkcjonowania systemu staje się bliżej nieokreślony. Oznaczmy zatem przez zmienne  $z$  i  $y$  współrzędne położenia znacznika celowniczego rozpatrywane w układzie współrzędnym związanym z płaszczyzną reflektora głowicy celowniczej. Jako  $U_{z,y,t}$  oznaczono prawdopodobieństwo tego, że w danej chwili  $t$  odchyłki położenia punktu centralnego ruchomego znacznika celowniczego wynoszą  $z$  i  $y$ , gdzie  $t$  jest bieżącym czasem realizacji kontroli. Prawdopodobieństwo to charakteryzuje funkcja gęstości, którą oznaczono przez  $U(z,y,t)$ . Zatem, dynamikę zmian realizacji odchyłek położenia punktu centralnego ruchomego znacznika celowniczego można scharakteryzować równaniem różnicowym wykorzystując funkcję gęstości  $U(z,y,t)$ .

Dla rozpatrywanego zagadnienia równanie różnicowe przyjmuje następującą postać:

$$U(z, y, t + \Delta t) = P_{00}U(z, y, t) + P_{10}U(z - h, y, t) + P_{20}U(z + h, y, t) + P_{01}U(z, y - h, t) + P_{02}U(z, y + h, t) \quad (3)$$

head of a military air ship. The main function of the aiming head is the transmission and presentation of the usable information that is needed for the realization of the aiming process. In the structure of the navigational and aiming system the head is the final element that mediates in developing the aiming information whose usable parameter is the position of the central point of the movable aiming indicator. The development of the aiming information (the position of the aiming indicator) is based on the aiming equations. Their solution occurs in the navigational and aiming system. The data that are needed for the information determination are parameters that characterize the flight of the military air ship and the tactical and technical data that characterize a combat situation (the type of a usable combat weapon, the way of resolving the aiming task).

The position of the timing indicate includes the values of errors of particular usable devices that belong to the navigational and timing system. They participate in developing the total, angular correction. An extreme correctness is needed for the operation of the system, because of the importance of the developer information that determines the effectiveness of the use of the combat, military air ship. So, the service works that are intended to control the position of the aiming indicator during the exploitation process are very important. Having the information about the change of the position of the nominal, aiming indicator, we can enter the corrections (that level out the influence of the errors) into the system.

As a result of the analysis of the operating data that concern the values of the diagnostic parameters that characterize the technical condition of the system, the change of these data was observed. The aging changes that occur in the navigational and aging system cause that the result of the system operation becomes indefinite. Let's mark the coordinates of the position of the aiming indicator by the variables  $z$  and  $y$ . The coordinates are considered in the coordinate system that is connected with the plane of the floodlight of the aiming head.  $U_{z,y,t}$  Marks the probability that in a particular moment  $t$  the deviations of the position of the central point of the movable, timing indicator are  $z$  and  $y$ , where  $t$  is the current time of the control. This probability is characterized by the function of density which is marked as  $U(z,y,t)$ . So, the dynamics of the changes of the deviations of the position of the central point of the aiming indicator can be characterized by the differential equation with the use of the function of the density  $U(z,y,t)$ .

Concerning the issue, the differential equation has the following form:

gdzie:  $U(z, y, t)$  – funkcja gęstości prawdopodobieństwa wartości odchyłek w chwili  $t$ ;  $\Delta t$  – wartość czasu pomiędzy poszczególnymi odchyłkami;  $h$  – wartość odchyłki wzdłuż poszczególnych osi;  $P_{00}$  – prawdopodobieństwo, że wartość odchyłki nie ulegnie zmianie;  $P_{10}$  – prawdopodobieństwo, że wartość odchyłki wzdłuż osi OZ zmieni się o  $-h$  w czasie  $\Delta t$ ;  $P_{20}$  – prawdopodobieństwo, że wartość odchyłki wzdłuż osi OZ zmieni się o  $h$  w czasie  $\Delta t$ ;  $P_{01}$  – prawdopodobieństwo, że wartość odchyłki wzdłuż osi OY zmieni się o  $-h$  w czasie  $\Delta t$ ;  $P_{02}$  – prawdopodobieństwo, że wartość odchyłki wzdłuż osi OY zmieni się o  $h$  w czasie  $\Delta t$ .

Wykorzystując wyrazy uzyskane w wyniku rozwinięcia funkcji  $U(z, y, t)$  w szereg Taylora w otoczeniu punktu  $(z, y)$  i czasu  $t$ , zgodnie z zależnościami następującego zestawu równań:

$$\begin{aligned} U(z, y, t + \Delta t) &= U + \frac{\partial U}{\partial t} \Delta t, & U(z - h, y, t) &= U - \frac{\partial U}{\partial z} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2}, \\ U(z + h, y, t) &= U + \frac{\partial U}{\partial z} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2}, & U(z, y - h, t) &= U - \frac{\partial U}{\partial y} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial y^2}, \\ U(z, y + h, t) &= U + \frac{\partial U}{\partial y} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \end{aligned} \quad (4)$$

gdzie:  $U=U(z, y, t)$ ,

równanie (3) przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} U + \frac{\partial U}{\partial t} \Delta t &= P_{00}U + P_{10} \left( U - \frac{\partial U}{\partial z} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) + P_{20} \left( U + \frac{\partial U}{\partial z} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) + \\ &+ P_{01} \left( U - \frac{\partial U}{\partial y} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right) + P_{02} \left( U + \frac{\partial U}{\partial y} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

W wyniku operacji dodania i odjęcia  $U$  w równaniu (5) oraz po pomnożeniu odpowiednich wyrazów w nawiasach i wyciągnięciu parametru  $U$  przed nawias otrzymano:

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial t} \Delta t &= -U + (P_{00} + P_{10} + P_{20} + P_{01} + P_{02})U + P_{10} \left( -\frac{\partial U}{\partial z} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) + \\ &+ P_{20} \left( \frac{\partial U}{\partial z} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} \right) + P_{01} \left( -\frac{\partial U}{\partial y} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right) + P_{02} \left( \frac{\partial U}{\partial y} h + \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right) \end{aligned} \quad (6)$$

Ponieważ

$$P_{00} + P_{10} + P_{20} + P_{01} + P_{02} = 1 \quad (7)$$

równanie (6) można przedstawić w następującej postaci:

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial t} \Delta t &= -P_{10} \frac{\partial U}{\partial z} h + P_{10} \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} + P_{20} \frac{\partial U}{\partial z} h + P_{20} \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} - P_{01} \frac{\partial U}{\partial y} h + \\ &+ P_{01} \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + P_{02} \frac{\partial U}{\partial y} h + P_{02} \frac{1}{2} h^2 \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \end{aligned} \quad (8)$$

Po przeprowadzeniu grupowania wielkości wchodzących w skład powyższego równania, dzieląc obustronnie przez  $\Delta t$ , otrzymano zależność:

where:  $U(z, y, t)$  – the density function of the probability of the values of the deviations in the moment  $t$ ;  $\Delta t$  – the value of time between particular deviations;  $h$  – the value of the deviation along particular axes;  $P_{00}$  – the probability that the value of the deviation will not change;  $P_{10}$  – the probability that the value of deviation along the OZ axis will change by  $-h$  in the time  $\Delta t$ ;  $P_{20}$  – the probability that the value of deviation along the OZ axis will change by  $h$  in the time  $\Delta t$ ;  $P_{01}$  – the probability that the value of the deviation along the OY axis will change by  $-h$  in the time  $\Delta t$ ;  $P_{02}$  – the probability that the value of the deviation along the OY axis will change by  $h$  in the time  $\Delta t$ ;

Using terms that are the result of developing the function  $U(z, y, t)$  into Taylor's row in the surroundings of the point  $(z, y)$  and the time  $t$ , in accordance with the interdependences of the following equations :

where:  $U=U(z, y, t)$ ,

the equation (3) assumes the form:

As a result of the addition and the subtraction of  $U$  in the equation (5), and after multiplying certain terms in the brackets and extracting  $U$  parameter before the bracket we got :

Because

$$P_{00} + P_{10} + P_{20} + P_{01} + P_{02} = 1 \quad (7)$$

the equation (6) can be presented in the following form:

After regrouping the values that belong to the above equation, and dividing on both sides by  $\Delta t$ , we got the following interdependence:

$$\frac{\partial U}{\partial t} = -\frac{(P_{10} - P_{20})h}{\Delta t} \frac{\partial U}{\partial z} + \frac{(P_{10} + P_{20})\frac{1}{2}h^2}{\Delta t} \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} - \frac{(P_{01} - P_{02})h}{\Delta t} \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{(P_{01} + P_{02})\frac{1}{2}h^2}{\Delta t} \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \quad (9)$$

Wprowadzając następujące oznaczenia:

Introducing the following marks:

$$b_1 = \frac{(P_{10} - P_{20})h}{\Delta t}, \quad b_2 = \frac{(P_{01} - P_{02})h}{\Delta t}, \quad a_1 = \frac{(P_{10} + P_{20})h^2}{\Delta t}, \quad a_2 = \frac{(P_{01} + P_{02})h^2}{\Delta t}$$

i podstawiając je do równania (9), otrzymano następujące równanie różniczkowe:

and replacing the equation with marks (9), we got the following differential equation:

$$\frac{\partial U}{\partial t} = -b_1 \frac{\partial U}{\partial z} - b_2 \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{1}{2}a_1 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} + \frac{1}{2}a_2 \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \quad (10)$$

Rozwiązaniem powyższego równania jest funkcja o następującej postaci:

The solution of the above equation is the function in the following form:

$$U(z, y, t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi a_1 t} \sqrt{2\pi a_2 t}} e^{-\frac{1}{2} \left( \frac{(z-b_1 t)^2}{a_1 t} + \frac{(y-b_2 t)^2}{a_2 t} \right)} \quad (11)$$

Funkcja gęstości (11) opisuje rozkład odchyień punktu centralnego znacznika celowniczego w kierunku poziomym  $z$  i pionowym  $y$ , gdzie:

The function of the density (11) describes the arrangements of the deviations of the central point of the aiming indicator in a horizontal  $z$  and vertical  $y$  direction, where:

- $b_1$  – średnie odchylenie punktu centralnego ruchomego znacznika celowniczego na jednostkę czasu eksploatacji w kierunku poziomym;
- $b_2$  – średnie odchylenie punktu centralnego ruchomego znacznika celowniczego na jednostkę czasu eksploatacji w kierunku pionowym;
- $a_1$  – średnie kwadratowe odchylenie punktu centralnego ruchomego znacznika celowniczego na jednostkę czasu eksploatacji w kierunku poziomym;
- $a_2$  – średnie kwadratowe odchylenie punktu centralnego ruchomego znacznika celowniczego na jednostkę czasu eksploatacji w kierunku pionowym.

- $b_1$  – the average deviation of the central point of the movable, aiming indicator per a unit of the operation time in the horizontal direction;
- $b_2$  – the average deviation of the central point of the movable, aiming indicator per a unit of the operation time in the vertical direction;
- $a_1$  – the average square deviation of the central point of the movable, aiming indicator per a unit of the operation time in the horizontal direction;
- $a_2$  – the average square deviation of the central point of the movable, aiming indicator per a unit of the operation time in the vertical direction.

Wyznaczenie wartości powyższej funkcji gęstości sprowadza się do problemu dysponowania:

The determination of the value of the above density function is reduced to the problem of having:

- 1 – danymi wejściowymi poszczególnych zmiennych losowych; oraz
- 2 – parametrami funkcji charakteryzującymi jej własności.

- 1 – the initial data of particular random variables; and
- 2 – the parameters of the function that characterize its properties.

Znając przebieg ruchu punktu centralnego ruchomego znacznika celowniczego w określonych chwilach czasowych  $t_0, t_1, t_2, \dots, t_n$ , wymuszonego procesami starzeniowymi występującymi w trakcie trwania procesu eksploatacyjnego, uzyskane dane można zapisać w postaci:

Having known the course of the movement of the central, movable, aiming indicator at particular moments  $t_0, t_1, t_2, \dots, t_n$  (the movement is forced by the aging process that occur during the operation process), we can write down the obtained data in the following form:

$$\begin{aligned} &(z_0, t_0), (z_1, t_1), (z_2, t_2), \dots, (z_n, t_n), \\ &(y_0, t_0), (y_1, t_1), (y_2, t_2), \dots, (y_n, t_n). \end{aligned} \quad (12)$$

Funkcja wiarygodności dla funkcji gęstości (11) i danych (12) przyjmuje następującą postać:

The likelihood function for the density function (11) and the data (12) has a following form:



$$L = \frac{1}{(2\pi)^n (a_1 a_2)^{\frac{n}{2}}} \prod_{k=1}^{n-1} \frac{1}{(t_{k+1} - t_k)} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left[ \frac{((z_{k+1} - z_k) - b_1(t_{k+1} - t_k))^2}{a_1(t_{k+1} - t_k)} + \frac{((y_{k+1} - y_k) - b_2(t_{k+1} - t_k))^2}{a_2(t_{k+1} - t_k)} \right] \right\} \quad (13)$$

Aby wyznaczyć parametry  $a_1, a_2, b_1$  i  $b_2$  należy zastosować jedną z metod umożliwiającą ich określenie. Metodą najczęściej wykorzystywaną do wyznaczenia powyższych parametrów jest metoda największej wiarygodności, w której otrzymanie estymatorów polega na wyznaczeniu takich wartości parametrów  $a_1, a_2, b_1$  i  $b_2$  by funkcja wiarygodności osiągnęła maksimum. Szukane jest zatem rozwiązanie poniższych równań

$$\frac{\partial \ln L}{\partial a_1} = 0; \quad \frac{\partial \ln L}{\partial a_2} = 0; \quad \frac{\partial \ln L}{\partial b_1} = 0; \quad \frac{\partial \ln L}{\partial b_2} = 0 \quad (14)$$

Określając pochodne logarytmów funkcji (13) względem poszczególnych współczynników i przyrównując je do zera otrzymano następujące zależności:

$$b_1 = \frac{z_n}{t_n}, \quad b_2 = \frac{y_n}{t_n}, \quad (15)$$

$$a_1 = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^{n-1} \frac{[(z_{k+1} - z_k) - b_1(t_{k+1} - t_k)]^2}{(t_{k+1} - t_k)}, \quad a_2 = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^{n-1} \frac{[(y_{k+1} - y_k) - b_2(t_{k+1} - t_k)]^2}{(t_{k+1} - t_k)}$$

Wyznaczając wartości powyższych współczynników i podstawiając je do równania (11) można wyznaczyć funkcję gęstości położenia znacznika celowniczego w procesie eksploatacyjnym.

Funkcję gęstości (11) można rozbić na iloczyn dwóch funkcji:

$$U(z, y, t) = \underbrace{\frac{1}{\sqrt{2Aa_1t}} \exp \left[ -\frac{(z - b_1t)^2}{2a_1t} \right]}_{f(z,t)} \underbrace{\frac{1}{\sqrt{2Aa_2t}} \exp \left[ -\frac{(y - b_2t)^2}{2a_2t} \right]}_{f(y,t)} \quad (16)$$

$$U(z, y, t) = f(z, t) f(y, t)$$

Zgodnie ze wzorem (1) eksploatacja systemu powinna trwać do momentu kiedy prawdopodobieństwo przekroczenia przez jedną ze zmiennych losowych, charakteryzujących parametry użytkowe systemu, dopuszczalnej wartości  $z_g$  lub  $y_g$  będzie mniejsze lub równe ustalonej wartości granicznej. Zatem, można zapisać, że:

$$P = \int_{-\infty}^{z_g} \int_{-\infty}^{y_g} U(z, y, t) dz dy = \underbrace{\int_{-\infty}^{z_g} f(z, t) dz}_{P_1} \underbrace{\int_{-\infty}^{y_g} f(y, t) dy}_{P_2} \quad (17)$$

$$P = P_1 P_2 \quad (18)$$

gdzie:  $P_1$  i  $P_2$  – prawdopodobieństwo zdatnej pracy urządzenia.

To determine the parameters  $a_1, a_2, b_1$  and  $b_2$  we must use one of the methods that enable their determination. The method that is usually used to determine the above parameters is the method of the highest likelihood in which the estimators are obtained by determining such values of the parameters  $a_1, a_2, b_1$  and  $b_2$  by that the likelihood function reaches the maximum. So, the solution of the below equations is searched for

While determining the derivatives of the logarithms of the function (13) in respect of particular coefficients and comparing them to zero, the following interdependence was obtained:

Determining the values of the above coefficients and replacing the equation with them (11) we can determine the density function of the position of the timing indicator in the operating process.

The density function (11) can be split into two products of two functions:

In accordance with the formula (1) using of the system should last up to the moment when the probability of exceeding by one of the random variables (that characterize the usable parameters of the system) with the admissible value  $z_g$  or  $y_g$ , will be lower or equal to the determined boundary value. So, we can write down that:

$$P = P_1 P_2 \quad (18)$$

where:  $P_1$  and  $P_2$  – the probability of the usable operation of the device.

Znając postacie funkcji gęstości  $f(z,t)$  i  $f(y,t)$ , dysponując danymi  $(z_p, y_p, t_p)$  oraz  $z_g$  i  $y_g$  można wyznaczyć wartości prawdopodobieństw  $P_1$  i  $P_2$ . W stosunku do techniki lotniczej stawiane są wysokie wymagania dotyczące niezawodnej pracy obiektów, tak więc poszczególne prawdopodobieństwa zależności (18) powinny posiadać odpowiednio duże wartości.

### 3. Wnioski

Na podstawie przedstawionego materiału można wnioskować, iż zaprezentowana metoda może z powodzeniem zostać wykorzystana do analitycznego opisu zmian położenia parametrów diagnostycznych i wyznaczenia prawdopodobieństwa zdatnej pracy głowicy celowniczej. Opracowany model może również posiadać walory aplikacyjne związane z możliwością określenia czasookresu wykonywania prac obsługowych. W tym celu przedstawione w niniejszym artykule rozwiązanie w postaci określenia prawdopodobieństwa zdatnej pracy należy „odwrócić”, tzn. zakładając określony poziom prawdopodobieństwa  $P_1$  i  $P_2$  i w oparciu o dane uzyskane w trakcie procesu eksploatacyjnego, wyznaczyć czas w którym nastąpi przekroczenie przez system dopuszczalnej wartości  $z_g$  lub  $y_g$ . Zagadnienie to zostanie rozwinięte w innym artykule. Ponadto, opracowany model może być również z powodzeniem wykorzystany do analizy stanu innych urządzeń w których następuje okresowa rejestracja parametrów diagnostycznych wykorzystywanych do oceny jego stanu.

### 4. References

- [1] Abezgauz G.: *Rachunek probabilistyczny*. Poradnik. Wydawnictwo Ministra Obrony Narodowej, Warszawa 1973r.
- [2] Fisz M.: *Rachunek prawdopodobieństwa i statystyka matematyczna*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1958r.
- [3] Rozenberg W.: *Wstęp do teorii błędów systemów pomiarowych*. PWN, Warszawa 1982r.
- [4] Skomra A., Tomaszek H., Wróblewski M.: *Charakterystyki taktyczno-techniczne i skuteczność lotniczych środków bojowych*. Skrypt WAT, Warszawa 1999r.
- [5] Szczepanik R., Tomaszek H., Jaształ M.: *Zarys metody określania rozkładu czasu narastania pęknięcia elementu do wartości granicznej w warunkach zmęczenia w procesie eksploatacji statku powietrznego*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 3, Radom 2006r.
- [6] Ważny M.: *Badanie eksploatacyjnych przyczyn rozrzutu wybranych środków bojowych i ich wpływu na skuteczność systemów uzbrojenia lotniczego*. WAT, Warszawa 2003r.
- [7] Ważny M.: *Opis zmian wartości parametrów diagnostycznych wybranego urządzenia systemu nawigacyjno-celowniczego w funkcji czasu eksploatacji*. VI Międzynarodowa Konferencja Uzbrojeniowa Waplewo 2006r.

Having known the forms of the density function  $f(z,t)$  and  $f(y,t)$ , having had the data  $(z_p, y_p, t_p)$  or  $z_g$  and  $y_g$  we can determine the values of the probability  $P_1$  and  $P_2$ . The air technology faces high requirements concerning the faultless operation of the objects. So, particular probabilities of interdependences (18) should have big values adequately.

### 3. Conclusions

On the basis of the presented material we can conclude that the presented method can be used successfully for the analytic description of the changes of the position of the diagnostic parameters and for the determination of the probability of the usable operation of the aiming head. The model can also be used for the determination of the time of service works. For this purpose, the presented solution in the form of the determination of the probability of the usable operation should be 'reversed' – assuming a particular level of probability  $P_1$  and  $P_2$  and in accordance with the data that were obtained during the operating process, to determine the time when there will be the excess of the admissible value  $z_g$  or  $y_g$ . This issue will be developed in another article. Moreover, the model can be also used for the analysis of the condition of other devices in which there is a periodic register of the diagnostic parameters that are used for the assessment of a device condition.

---

**Dr inż. Mariusz WAŻNY**  
**Dr inż. Michał JASZTAŁ**  
 Wojskowa Akademia Techniczna  
 Wydział Mechatroniki  
 ul. Kaliskiego 2, 00-908 Warszawa 49  
 tel. (0-22) 6837947, (0-22) 6839851

---

## O ROZRUCHU SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

### START-UP OF A DIESEL ENGINE

*W niniejszym artykule przedstawiono problematykę rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym. Omówiono także wybrane parametry tego procesu przejściowego. Miało to na celu usystematyzowanie wybranych pojęć i zagadnień związanych z rozruchem. Przemyslenia zawarte w tym artykule są wynikiem dokonanego przeglądu literatury oraz wieloletnich badań prowadzonych przez autora.*

**Słowa kluczowe:** silnik o zapłonie samoczynny, rozruch

*This article presents the problems connected with diesel engine start-up. The chosen parameters of this temporary process of the engine operation are also discussed. The aim of the article was to systemize the selected terms and issues connected with the diesel engine start-up. Conclusions presented in this paper are the result of the overview of the literature, as well as many years of research conducted by the author.*

**Keywords:** Diesel engine, start-up

#### 1. Wstęp

Podczas rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym obserwuje się występowanie wielu negatywnych zjawisk i procesów, które oddziałują nie tylko na silnik, ale także na jego otoczenie. I tak w czasie rozruchu silnika z powodu: niedostatecznego smarowania spowodowanego bezwładnością układu olejania, dużej lepkości oleju smarującego (szczególnie w obniżonych temperaturach) oraz zbyt małej prędkości względnej przemieszczających się elementów następuje wzrost intensywności zużycia się jego par tribologicznych. W trakcie rozruchu obserwuje się także zbyt słabe rozpylenie i odparowanie pierwszych dawek paliwa, co wywołuje wypadanie samozapłonów oraz niecałkowite i niezupełne spalanie bogatej w paliwo mieszanki palnej w cylindrach silnika spalinowego. Przyczynia się to do tego, że podczas rozruchu możemy zaobserwować zwiększoną emisję składników toksycznych w spalinach. W trakcie rozruchu silnika spalinowego występujące znaczne opory ruchu powodują pojawienie się w krótkim czasie dużych wartości natężeń prądu pobieranego przez rozrusznik, co wywołuje nagłe przeciążenia w układzie elektrycznym pojazdu. Dodatkowo, odpowiadające im spadki napięcia na zaciskach akumulatora, mogą być przyczyną nieprawidłowości w funkcjonowaniu innych elektronicznych układów pojazdu.

Dlatego też na rozruch silnika o zapłonie samoczynnym zwraca się szczególną uwagę. Wyrazem tego są prowadzone badania oraz opublikowane prace naukowe [2,8,9,10]. Niniejszy artykuł jest próbą przybliżenia tego procesu przejściowego w działaniu

#### 1. Introduction

At start-up of a self-igniting combustion engine, observe numerous phenomena and processes may be observed which have a negative impact not only on the engine but also on its surroundings. While the engine is starting up, due to insufficient lubrication caused by inertia in the lubrication system, high viscosity of the lubricating oil (particularly at low temperatures), as well as too low relative velocity of moving parts, the intensity of wear and tear of its tribological pairs increases. During engine start-up, atomizing and vaporization of fuel may also be too little, which causes misfiring of the self-ignition, as well as incomplete combustion of the air-fuel mixture rich in fuel within the combustion cylinders. This results in increased emission of toxic components in the exhaust gas. During combustion engine start-up, the significant resistance to motion causes the consumption of large current intensities by the starter, which produces sudden overloads in the vehicle electrical system. Additionally, the corresponding voltage drops on the battery terminals may result in irregularities in the operation of other electronic systems of the vehicle.

Thus, special attention is paid to the start-up of a diesel engine. It is expressed by researches and scientific papers [2,8,9,10]. The purpose of this paper is to introduce this transitory process in the operation of a motor-car diesel engine. It is also to systemize selected terms and issues connected with the process. Conclusions presented in this paper result from an

samochodowego silnika spalinowego. Ma też na celu usystematyzowanie wybranych pojęć i zagadnień z nim związanych. Przemyslenia zawarte w tym artykule są wynikiem dokonanego przeglądu literatury oraz wieloletnich badań prowadzonych przez autora.

## 2. Definicja rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym

Na początku rozważań należy stwierdzić, że rozruch samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym jest stanem koniecznym do zaistnienia jego samodzielnego funkcjonowania. Przez samodzielne działanie silnika rozumie się taką sytuację w której wytwarza on wewnętrznie, poprzez zamianę energii chemicznej zawartej w paliwie w trakcie spalania, energię mechaniczną. Energia ta jest wykorzystywana do pokonania wszystkich oporów występujących w czasie działania silnika.

W literaturze można spotkać wiele definicji rozruchu silnika. I tak rozruch silnika według pozycji [15] to nadanie silnikowi prędkości kątowej przy użyciu obcego napędu aż do chwili rozpoczęcia samodzielnego działania. W pozycjach związanych ze znaczeniem słów w języku polskim [13,14] rozruch opisywany jest jako wprawienie w ruch, uruchomienie urządzenia technicznego; stan przejściowy w trakcie uruchomienia urządzenia technicznego przed osiągnięciem prawidłowego funkcjonowania.

W monografii [10] rozruch silnika (urządzenia technicznego) został zdefiniowany jako proces przejścia ze stanu spoczynku do stanu wypełnienia funkcji użytkowych. W innych publikacjach naukowych [7,9] rozruch bądź zamiennie uruchomienie rozumie się jako okres inicjowania samodzielnego działania poprzez wymuszenie realizacji procesów roboczych za pomocą zewnętrznego źródła energii. Wg norm [16,17] przyjmuje się, że stan samodzielnego działania silnika spalinowego rozpoczyna się w chwili, gdy napięcie na zaciskach i natężenie prądu pobieranego w czasie rozruchu osiągają wartości występujące przy funkcjonowaniu rozrusznika nieobciążonego.

Obecnie, w przypadku samochodowego silnika spalinowego, energia zewnętrzna niezbędna podczas rozruchu dostarczana jest przy pomocy rozrusznika elektrycznego. Oprócz użycia rozrusznika elektrycznego rozruchu silnika możemy dokonać za pomocą energii sprężonego powietrza lub ręcznie przy wykorzystaniu energii człowieka [11].

W niniejszym artykule proponuje się aby rozruch silnika o zapłonie samoczynnym definiować w następujący sposób:

Rozruch silnika spalinowego jest to proces, w którym poprzez dostarczenie energii z zewnątrz i wymuszenie realizacji procesów roboczych następuje doprowadzenie silnika ze stanu spoczynku do stanu samodzielnego działania.

overview of the literature, as well as many years of research conducted by the author.

## 2. Definition of start-up of a diesel engine

It must be stated at the beginning that start-up of a motor-car diesel engine is a state necessary for its independent operation. Independent operation is understood as a situation in which the engine produces mechanical energy internally, through transforming the chemical energy contained in the fuel in the process of combustion. The energy is used to overcome all resistance present while the engine operates.

Literature gives many definitions of engine start-up. According to [15], start-up is the process of giving the engine angular velocity with the use of external drive until the engine starts operating independently. In Polish literature providing definitions of terms [13, 14], start-up is described as putting in motion, activating a technical device; a transitory state during activation of a technical device before it starts operating properly.

Monograph [10] defines the start-up of an engine (technical device) as a process of transition from standstill to the state of performing practical tasks. In other academic papers [6, 9], start-up or, interchangeably, activation is understood as the period of initiating independent operation through forcing performance of working processes with an external source of energy. According to the standards [16, 17], it is assumed that the state of independent operation of a combustion engine starts at the moment when voltage at the terminals and the intensity of current consumed during the start-up reach the values which occur when an unloaded starter operates.

Currently, in the case of a motor-car combustion engine, the external energy necessary for start-up is provided by an electrical starter. Apart from using an electrical starter, it is also possible to start up an engine with compressed-air or manually, using human energy [11].

It is suggested in this paper that start-up of a diesel engine should be defined in the following way:

Start-up of a combustion engine is a process in which, through providing external energy and forcing performance of working processes, the engine is transitioned from standstill to the state of independent operation.

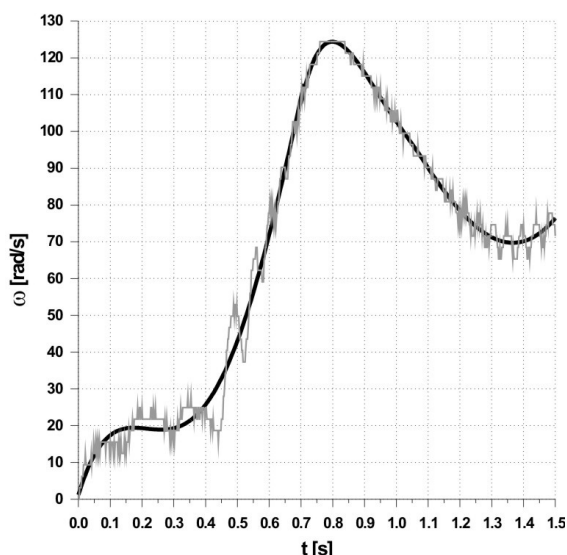
It is also suggested to differentiate between the two terms: start-up of an engine and engine activation. The engine activation should be understood as the process of driving its crankshaft with the use of

Proponuje się dodatkowo rozróżnić dwa pojęcia: rozruch silnika oraz jego uruchamianie. Przez uruchamianie silnika spalinowego należy rozumieć proces napędzania jego wału korbowego przy wykorzystaniu tylko zewnętrznego napędu, którym w samochodzie najczęściej jest rozrusznik elektryczny. Uruchamianie jest więc składową procesy rozruchu.

Podczas rozruchu silnika spalinowego występuje wzrost prędkości kątovej wału korbowego od zera do wartości umożliwiającej jego samodzielne działanie. Rysunek 1 ilustruje przebieg zmian prędkości kątovej wału korbowego oraz jej uśrednionej wartości podczas rozruchu silnika spalinowego 4CT90 o zapłonie samoczynnym. Przebieg zmian prędkości kątovej na rysunku 1 obarczony jest nieściślnością wynikającą z niedokładności pomiaru w którym mierzono zmianę położenia wału korbowego z precyzją  $3,6^\circ$ .

Na rysunku 1 warto zwrócić uwagę na występującą okresowość sygnału prędkości kątovej wału korbowego wynikającą z cyklicznej pracy silnika i jego poszczególnych cylindrów.

Podczas użytkowania pojazdu może wystąpić przypadek tzw. nieudanego rozruchu silnika spalinowego. Przez nieudany rozruch silnika spalinowego rozumie się proces, podczas którego nie doprowadzono go (z różnych przyczyn) do stanu samodzielnego funkcjonowania. Na rysunku 2 przedstawiono przypadek trwającego 5 s nieudanego rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym. Analizując rysunek 2 należy zwrócić uwagę na występowanie lokalnych maksimum prędkości kątowych wału korbowego. Są one wynikiem wystąpienia pojedynczych samozapłonów mieszanki w cylindrach.



Rys. 1. Przebieg prędkości kątovej wału korbowego i jej uśrednionej wartości podczas rozruchu silnika 4CT90

Fig. 1. The course of angular velocity of the crankshaft and its mean value at the start-up of a 4CT90 engine

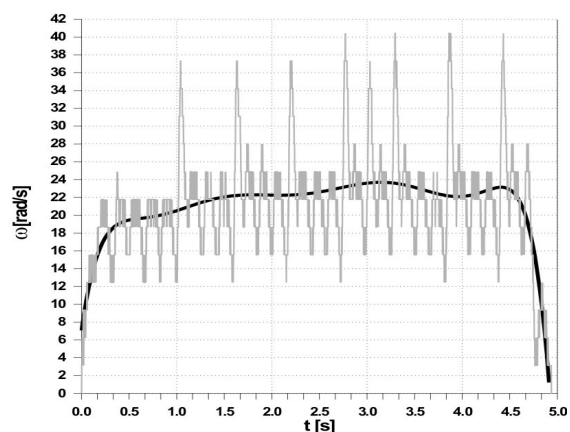
only external drive, which in a motor-car is usually an electrical starter. Thus, activation is a component of the start-up process.

During the start-up of a combustion engine, the angular velocity of the crankshaft increases from zero to the value which enables it to work independently. Figure 1 presents the course of changes of angular velocity of the crankshaft and its mean value at the start-up of a 4CT90 diesel engine.

The course of changes of angular velocity of the crankshaft shown on figure 1 is burdened with the inaccuracy which results from the error of the measurement. The precision of the measurement of the crankshaft position was  $3,6^\circ$ . The periodicity of the angular velocity signal of the crankshaft, which is the result of the cyclic engine and its cylinders work, is shown on the figure 1.

While a vehicle is used, an unsuccessful start-up event of a combustion engine may occur. Unsuccessful start-up of a combustion engine is understood as a process which failed (for various reasons) to make it operate independently. Figure 2 presents an event of an unsuccessful start-up of the diesel engine which lasted 5 s. Analyzing the figure 2 we should pay attention on local angular velocity maxima of the crankshaft. They are the result of the single self-ignitions of the air-fuel mixture in the engine cylinders.

Once the start-up is finished, the combustion engine itself produces the mechanical energy necessary to overcome its own resistance and resistance to the vehicle's motion, as well as to make it possible for other devices installed in the car (lights, air conditioning, etc.) to operate.



Rys. 2. Przebieg prędkości kątovej wału korbowego i jej uśrednionej wartości podczas nieudanego rozruchu silnika 4CT90

Fig. 2. The course of angular velocity of the crankshaft and its mean value at the unsuccessful start-up of a 4CT90 engine



Po zakończeniu rozruchu silnik spalinowy działając już samodzielnie wytwarza niezbędną energię mechaniczną służącą do pokonania jego oporów własnych i oporów ruchu pojazdu oraz umożliwiającą funkcjonowanie innych urządzeń zamontowanych w samochodzie (światła, klimatyzacja itd.).

### 3. Etapy rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym

To, że rozruch silnika o ZS należy traktować jako proces wieloetapowy, wynika z analizy przebiegu wartości prędkości kątowej wału korbowego silnika oraz natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik w trakcie fazy ząbienia się rozrusznika z kołem zamachowym wału korbowego. W publikacji [5] wyróżniono cztery etapy rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym. Etap nr 1 zaczyna się od chwili sprzęgnięcia się zębika rozrusznika elektrycznego z kołem zamachowym wału korbowego silnika. Powoduje to ruszanie z miejsca mechanizmów ruchomych silnika. Etap nr 2 to obracanie się wału korbowego silnika z prawie stałą prędkością kątową za pomocą rozrusznika. Te dwa pierwsze etapy stanowią więc proces uruchamiania silnika. W etapie nr 3 obserwuje się występowanie nieregularnego spalania mieszanki w cylindrach silnika wraz z przerywaną pracą rozrusznika. W etapie nr 4 występują już tylko same zapłony mieszanki oraz prędkość kątowa wału korbowego, po początkowym szybkim wzroście i osiągnięciu maksimum lokalnego, stabilizuje się [5].

Zaproponowane cztery etapy wyszczególniono podczas „modelowego” rozruchu samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym co zaprezentowanego na rysunku 3.

Analizując rysunek 3 należy zwrócić uwagę na wyraźne widoczne zwiększenia się wartości natężenia prądu oraz zmniejszenie się wartości prędkości kątowej wału korbowego przy wchodzeniu poszczególnych cylindrów w suw sprężania. Jest to wynikiem występowania momentu oporu sprężania mieszanki paliwowo-powietrznej.

Należy zaznaczyć, że w warunkach użytkowania samochodu możliwe są rozruchy silnika o zapłonie samoczynnym, w których np.: etap nr 2 nie występuje wcale, czy też po zaistnieniu etapu nr 3 nastąpi powrót do etapu nr 2. Możliwe są także inne przejścia pomiędzy wyróżnionymi etapami rozruchu [5], co ilustruje graf procesu rozruchu silnika z rysunku 4.

### 4. Wybrane parametry rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym

Najczęściej do parametrów rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym zaliczamy: maksymalne natężenie prądu pobranego przez rozrusznik, średnie natężenie prądu pobieranego przez rozrusznik podczas

### 3. Stages of the start-up of the diesel engine

The fact that the start-up of a diesel engine should be perceived as a multi-stage process results from the analysis of the course of change of the engine crankshaft angular velocity, as well as of the current consumed by the starter at the stage of meshing the starter with the crankshaft flywheel. Publication [5] enumerates four stages of the start-up of a self-igniting combustion engine. Stage 1 begins when the pinion of the electric starter couples with the engine crankshaft flywheel. This puts the engine's movable mechanism in motion. Stage 2 consists of the crankshaft turning with nearly constant angular velocity, with the help of the starter. Thus, these first two stages constitute the engine activation process. At stage 3, irregular combustion of air-fuel mixture in the engine cylinders may be observed, as well as misfiring of the starter work. Stage 4 consists of air-fuel mixture ignitions alone, as well as the angular velocity of crankshaft which, after an initial rapid increase and achieving local maximum, stabilizes at one level [5].

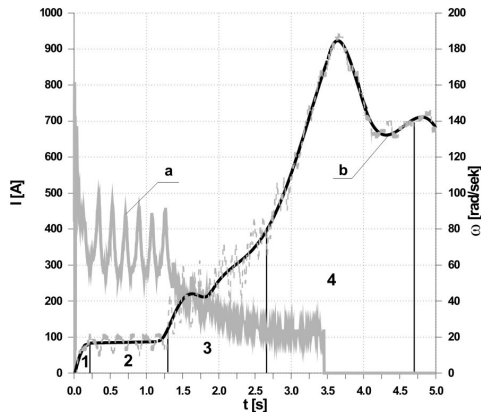
The suggested four stages were identified during the „model” start-up of a motor-car diesel engine, which has been presented in Figure 3.

The figure 3 shows distinct increases of the current values and the decrease of the angular velocity of the crankshaft while the particular cylinders get in the compressing stroke. It is the result of the moment of resistant of the air-fuel mixture compression.

It must be noticed that in conditions of regular vehicle use it is possible that start-ups of diesel engine occur in which, for example, stage 2 does not occur at all or it occurs again after stage 3. Other transitions between the start-up stages are also possible [5], which has been presented in the graph of the start-up of self-combusting engine, in Figure 4.

### 4. Selected parameters of the start-up of a diesel engine

Usually, the following parameters of the start-up of a diesel engine are differentiated: maximum current intensity consumed by the starter, mean current intensity consumed by the starter during the engine



Rys. 3. Przebieg zmian prędkości kątowej wału korbowego i jej uśrednionej wartości oraz natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik podczas wyróżnionych czterech etapów dla rozruchu silnika 4CT90, a) natężenie, b) prędkość kątowa

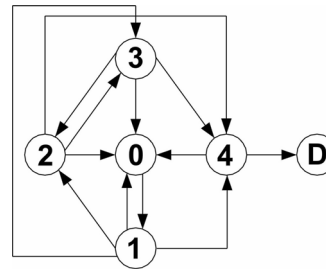
Fig. 3. The course of angular velocity of the crankshaft and its mean value, as well as current intensity consumed by the starter at the four stages of the start-up of 4CT90 engine, a) intensity, b) angular velocity

uruchamiania silnika, czas trwania pracy rozrusznika pod obciążeniem, czas rozruchu, czas przyłożenia napięcia na zaciskach rozrusznika oraz temperaturę silnika i temperaturę oleju smarującego na początku rozruchu [4,9,10]. Temperatura silnika jest określana przez pomiar wartości temperatury cieczy chłodzącej na wyjściu z jego bloku. Temperaturę oleju smarującego w chwili rozpoczęcia rozruchu określa się mierząc jej wartość w misce olejowej silnika.

Maksymalne natężenie prądu pobranego przez rozrusznik występuje na początku rozruchu, w chwili ruszania wału korbowego silnika, co przedstawiono na rysunku 5. Parametr ten charakteryzuje więc opory sił tarcia spoczynkowego występującego w zespołach i elementach ruchomych silnika.

Średnie natężenie prądu pobierane przez rozrusznik podczas uruchamiania silnika (zob. rys. 5), które określa się podczas napędzania wału korbowego silnika tylko samym rozrusznikiem, nazywane jest w literaturze prądem rozruchu [9,10]. Należy powiedzieć, że parametr ten wykorzystuje się do określenia wartości rozruchowego momentu oporowego silnika spaliniowego, na który składają się: moment oporu sprężania mieszanki paliwowo-powietrznej w cylindrach oraz moment sił tarcia kinematycznego występujące w zespołach i układach ruchomych [9,10].

Czas pracy rozrusznika pod obciążeniem, jest to czas jaki upłynął od chwili włączenia rozrusznika do chwili, kiedy jego parametry elektryczne (napięcie i natężenie prądu) osiągną wartości odpowiadające działaniu bez obciążenia. W tym miejscu należy zwrócić uwagę, że czas ten wg norm [16,17] utożsamiany jest z czasem rozruchu. Ze względu jednak



Rys. 4. Graf procesu rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym uwzględniający wszystkie wyróżnione etapy oraz możliwe przejścia pomiędzy nimi; 0 – stan spoczynku silnika, 1 – etap nr 1 rozruchu, 2 – etap nr 2, 3 – etap nr 3, 4 – etap nr 4 rozruchu, D – samodzielne działanie silnika

Fig. 4. Graph of the start-up process of the diesel engine, taking into account all indicated stages and possible transitions between them; 0 – engine standstill, 1 – stage 1 of start-up, 2 – stage 2, 3 – stage 3, 4 – stage 4 of start-up, D – engine independent operation

activation, time of loaded starter operation, start-up time, voltage application to the starter terminals, as well as engine temperature and lubricating oil temperature at the beginning of the start-up [4, 9, 10]. The temperature of lubricating oil at the moment the start-up begins is determined through measurement taken in the oil sump.

The maximum current consumed by the starter appears at the beginning of the start-up, at the moment of putting the engine crankshaft in motion, which has been presented in figure 5. Thus, the parameter characterises the static friction force resistance present in the assemblies and moving elements of an engine.

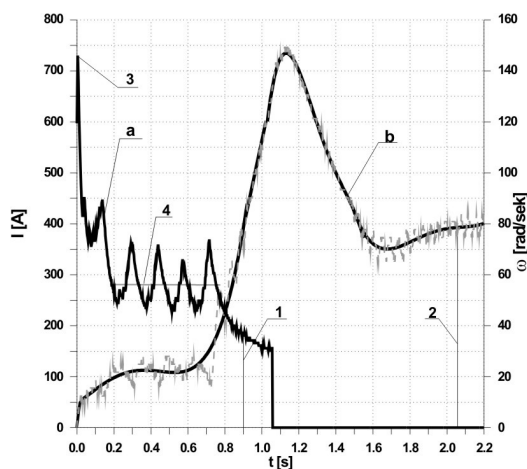
Mean current intensity consumed by the starter during the engine activation which is defined when the starter itself drives the engine crankshaft, which has also been presented in figure 5. This parameter is called the start-up current in the literature [9,10]. It must be said that this parameter is used to determine the value of the combustion engine start-up anti-torque which consists of: resistance moment of compressing the air-fuel mixture in the cylinders and kinetic friction force moment occurring in the engine assemblies and moving elements [9, 10].

The loaded starter operation time equals the time which passes from the moment the starter is switched on until the starter's electrical parameters (voltage and current intensity) reach values corresponding to its operation without load. It must be noted here that, according to the standards [16, 17] this time is equated with the start-up time. However, due to the start-up definition suggested here, the start-up time should be understood as the time which passes from the moment

na zaproponowaną definicję rozruchu przez czas rozruchu należy rozumieć czas, jaki upłynął od chwili ruszenia wału korbowego do chwili osiągnięcia przez niego ustabilizowanej prędkości kątowej, podczas samodzielnego działania silnika o zapłonie samoczynnym. Różnicę pomiędzy czasem pracy rozrusznika pod obciążeniem a czasem rozruchu przedstawiono również na rysunku 5.

Ostatnim parametrem rozruchu związanym z działaniem rozrusznika jest czas przyłożenia napięcia na jego zaciskach. Odpowiada on czasowi, w którym kierowca pojazdu zwiera styki jego obwodu elektrycznego. Czas przyłożenia napięcia na zaciskach rozrusznika jest oczywiście dłuższy od czasu pracy rozrusznika pod obciążeniem, co ilustruje rysunek 6.

Najważniejszymi z wymienionych parametrów rozruchu są: temperatura silnika i temperatura oleju smarującego w chwili rozruchu. Temperatury te oddziałują na wiele innych właściwości rozruchowych silnika [9,10]. Przy zmniejszaniu się wartości omawianych temperatur obserwuje się bowiem pogorszenie właściwości energetycznych układu rozruchowego silnika oraz zwiększenie rozruchowego momentu oporowego [2,6]. Dodatkowo występuje zwiększenie: czasu rozruchu silnika, zużycia paliwa, emisji



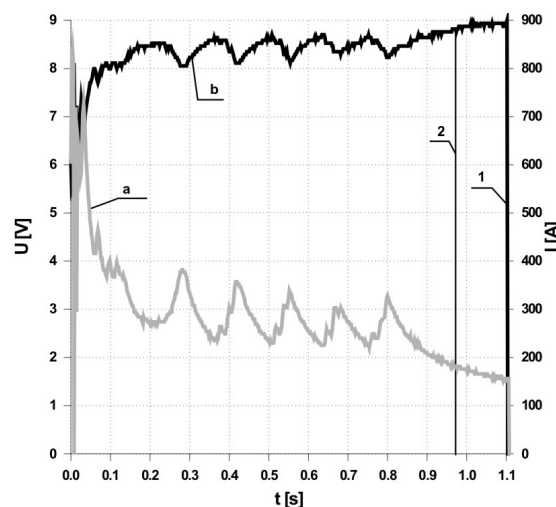
Rys. 5. Przebieg natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik oraz średniej prędkości kątowej wału korbowego i jej uśrednionej wartości podczas rozruchu silnika 4CT90; a) natężenie, b) prędkość kątowa 1 – czas pracy rozrusznika pod obciążeniem, 2 – czas rozruchu wg zaproponowanej definicji rozruchu, 3 – maksymalne natężenie prądu, 4 – średnie natężenie prądu podczas uruchamiania

Fig. 5. The course of current intensity consumed by the starter, as well as of course of angular velocity of the crankshaft and its mean value at start-up of 4CT90 engine; a) intensity, b) angular velocity, 1 – loaded starter operation time, 2 – start-up time acc. do the start-up definition suggested, 3 – maximum intensity of start-up current, 4 – mean current intensity during the engine activation

the crankshaft is put in motion until it reaches stable angular velocity with the engine independently self-igniting. The difference between the loaded starter operation time and the start-up time is also presented in Figure 5.

The last start-up parameter connected with starter operation is the voltage application time on its terminals. This corresponds to the time during which the vehicle driver short-cuts its electrical circuit contacts. Obviously, the voltage application time on the starter terminals is longer than the loaded starter operation time, which is presented in Figure 6.

The most important of the start-up parameters above are engine temperature and lubricating oil temperature at start-up. These temperatures influence many other engine start-up characteristics [9, 10]. This is because decrease of these temperatures is accompanied by deterioration of the energy characteristics of the engine start-up system, as well as by an increase of the start-up anti-torque [2, 7]. Additionally, the following values increase: engine start-up time, fuel consumption, harmful exhaust gas emission, as well as the engine wear and tear [1, 3, 8].



Rys. 6. Przebieg natężenia prądu pobieranego przez rozrusznik oraz napięcia przyłożonego na zaciskach rozrusznika podczas działania rozrusznika przy rozruchu silnika 4CT90; a – natężenie, b – napięcie, 1 – czas przyłożenia napięcia, 2 – czas pracy rozrusznika pod obciążeniem

Fig. 6. Course of current intensity consumed by the starter and the voltage applied on the starter terminals during the starter operation at the start-up of 4CT90 engine; a – intensity, b – voltage, 1 – voltage application time, 2 – loaded starter operation time

szkodliwych składników spalin oraz zużycia zespołów silnika [1,3,8].

### 5. Podział temperatur rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym

Analizując występujące podczas użytkowania pojazdu wartości temperatury silnika i oleju smarującego w chwili rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym rozruchy można podzielić na dwie grupy: rozruchy „zimne” oraz rozruchy „gorące”. „Gorący” rozruch silnika o zapłonie samoczynnym występuje wtedy, gdy przed przyłożeniem napięcia na zaciski rozrusznika nie występuje konieczność użycia urządzenia ułatwiającego rozruch (świeca żarowa, płomieniowa itd.). Najczęściej temperatura silnika wynosi wtedy powyżej 60°C. W przeciwnym przypadku mamy do czynienia z „zimnym” rozruchem silnika o zapłonie samoczynnym. O wykorzystaniu urządzenia wspomagającego rozruch silników decyduje subiektywnie operator pojazdu lub automatycznie układ sterujący wtryskiem paliwa (dotyczy to nowoczesnych silników).

W grupie rozruchów „gorących” należy wyróżnić rozruch silnika, odbywający się po krótkotrwałej przerwie w jego działaniu, podczas którego nie występuje wzbogacenie mieszanki paliwowo-powietrznej. Nazywany jest on „restartem” silnika [12]. Długość przerwy w działaniu silnika, po której może jeszcze zajść „restart” zależy od zastosowanego elektronicznego układu sterowania zasilaniem paliwem.

Analizując wpływ temperatury na właściwości rozruchowe silnika [9,10] oraz wyników badań własnych warunków użytkowania pojazdu [4] przyjęto, że w grupie „zimnych” rozruchów wyodrębnić możemy: rozruchy przy umownej temperaturze silnika mniejszej niż 0°C, rozruchy przy umownej temperaturze silnika zawierającej się w granicach (0÷20)°C oraz rozruchy przy umownej temperaturze silnika zawierającej się w granicach (20÷60)°C.

Podstawą przyjęcia powyższej klasyfikacji była analiza wpływu czasu postoju pojazdu z wyłączonym silnikiem na jego temperaturę w chwili rozruchu. W trakcie dnia użytkowania pojazdu obserwuje się postoje z wyłączonym silnikiem trwające co najmniej 120 min. W tym czasie temperatura silnika zmniejsza się, w zależności od panujących warunków atmosferycznych, do zakresu (20÷60)°C. Rozruchy przy umownej temperaturze silnika zawierającej się w granicach (0÷20)°C są wynikiem dłuższych postojów pojazdu. Rozruchy przy umownej temperaturze silnika mniejszej niż 0°C występują w okresie zimowym użytkowania pojazdu. Klasyfikację rozruchów silnika o zapłonie samoczynnym przedstawiono na rysunku 7.

### 5. Temperature division of the start-up of a diesel engine

According to analyses of the temperatures of engine and lubricating oil present at the start-up of diesel engine, engine start-ups may be divided into two groups: „cold” start-ups and „hot” start-ups. „Hot” start-up of a diesel engine occurs when before voltage is applied to the starter terminals, it is not necessary to use a start-up facilitating device (pre-ignition plug, soft-sparking plug, etc.). Usually, in this case the engine temperature is above 60°C. In other situations, the „cold” start-up of a diesel engine takes place. The decision to use the device supporting the start-up of a diesel engine is taken either subjectively, by the vehicle operator, or automatically, by the system regulating fuel injection (in the case of modern engines).

Among „hot” start-ups, engine start-up taking place after a short break in operation must be mentioned; the enrichment of fuel mixture does not take place then. This situation is called an engine „restart” [12]. The period of break in engine operation after which a restart is still possible depends on the use of an electronic fuel supply regulation system.

After an analysis of the impact of temperature on engine start-up characteristics [9, 10] as well as of own tests of vehicle use conditions [4], it was assumed that among „cold” start-ups the following may be distinguished: start-ups at a conventional engine temperature lower than 0°C, start-ups at a conventional engine temperature between 0 and 20°C and start-ups at a conventional engine temperature between 20 and 60°C.

The above classification is based on the analysis of the impact the vehicle standstill time has on its temperature at start-up. When vehicles are regularly used, standstills with the engine switched off may last for at least 120 min. During this period, the engine temperature decreases, depending on the weather conditions, down to (20÷60)°C. Start-ups at a conventional engine temperature between 0 and 20°C result from longer vehicle standstills. Start-ups at a vehicle conventional temperature lower than 0°C occur in the winter. The classification of start-ups of diesel engines has been presented in Figure 7.

The literature describing this subject also defines the critical temperature and the immediate start-up temperature [9, 17]. The critical start-up temperature is the lowest ambient temperature at which (in the test conditions established) it is possible to make the thermally stabilized engine operate independently.

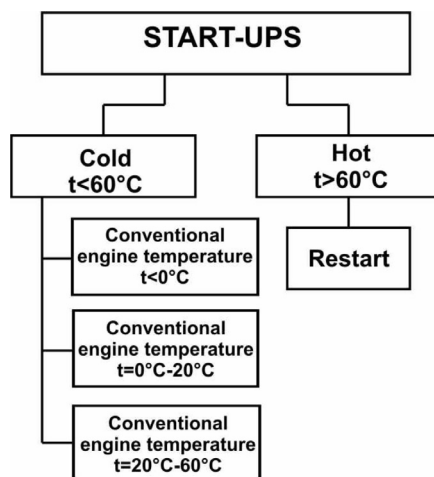


W literaturze zagadnienia rozróżnia się także temperaturę graniczną oraz temperaturę natychmiastowego rozruchu silnika [9,17]. Graniczna temperatura rozruchu jest to najniższa temperatura otoczenia, przy której (zgodnie z ustalonymi warunkami badań) można doprowadzić ustabilizowany termicznie silnik do stanu samodzielnego działania. Temperatura rozruchu natychmiastowego określona jest przez temperaturę silnika przy której doprowadzony jest on do samodzielnego funkcjonowania w czasie krótszym niż 3 s od chwili przyłożenia napięcia na zaciski rozrusznika [9,17].

Na podstawie badań własnych autor proponuje dodatkowo wprowadzić pojęcie tzw. pierwszego dziennego rozruchu silnika spalinowego. Rozruch taki występuje po trwającym minimum 8 h nocnym postoju pojazdu na otwartej przestrzeni lub w pomieszczeniu. Temperatura pierwszego dziennego rozruchu silnika spalinowego jest równa temperaturze powietrza otaczającego pojazd [4].

The immediate start-up temperature is defined as the engine temperature at which the engine is made to operate independently within less than 3 s from the time the voltage is applied to the activator terminals [9, 17].

On the basis of his own experiments, the author suggests also that a concept of first daily start-up of a combustion engine should be introduced. Such a start-up takes place after a minimum 8-hour vehicle standstill in the open air or in a building. The temperature of the first daily start-up of a diesel engine equals the vehicle ambient temperature [4].



Rys. 7. Klasyfikacja „temperaturowa” rozruchów silnika o zapłonie samoczynnym  
 Fig. 7. Temperature classification of the start-up of the diesel engine

## 6. Podsumowanie

W artykule, będącym posumowaniem analizy literaturowej oraz eksploatacyjnych i stanowiskowych badań własnych autora, omówiono wybrane zagadnienia związane z rozruchem silnika o zapłonie samoczynnym.

W opracowaniu zaproponowano rozróżnianie pojęć procesu rozruchu od uruchamiania silnika spalinowego. Omówiono rozruch silnika o zapłonie samoczynnym jako złożony proces wieloetapowy. Przedstawiono także najczęściej stosowane przy opisie procesu rozruchu parametry, które są w większości związane z parametrami działania rozrusznika elektrycznego. Zaproponowano nowy sposób określania czasu trwania rozruchu, który uwzględni przyjętą w artykule definicję. W artykule przedstawiono także

## 6. Summary

This paper has summarized an analysis of literature, as well as operational and standing tests conducted by the author; it has also described selected issues connected with the start-up of a diesel engine.

The paper has proposed de-differentiating the notions of start-up and activation of a combustion engine. The start-up of a diesel engine has been described as a complex, multi-stage process. The parameters most frequently used for describing the start-up process have been presented; most of them are connected with the parameters of electrical starter operation. A new method of determining the start-up time has been proposed taking into account the definition used in the paper. Temperature classification of the start-up of the diesel engine has also been presented here.



propozycję klasyfikacji „temperaturowej” rozruchu silnika o ZS.

Dokonane usystematyzowanie pojęć i zagadnień związanych z rozruchem miało przede wszystkim na celu lepsze przybliżenie i zrozumienie tego procesu przejściowego, który jest stanem koniecznym dla doprowadzenia silnika o zapłonie samoczynnym do samodzielnego działania.

The aim of the systematization of notions and issues connected with the start-up is to introduce and explain the transitory process which is necessary to make a diesel engine operate independently.

### 7. References

- [1] Bielaczyc P., Merkisz J., Pielecha J.: *Stan cieplny silnika spalinowego a emisja związków szkodliwych*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 2001.
- [2] Buck W. H., Lohuis J. R.: *Lubricant effects on low-temperature diesel engine cold starting*. SAE Technical Paper Series. No. 940097. 1994, str. 117–124.
- [3] Drożdźiel P., Ignaciuk P.: *Zużycie tulei cylindrowych podczas rozruchu spalinowego silnika 4C90 o zapłonie samoczynnym*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, z. 4 (136), vol. 38. Polska Akademia Nauk, Komitet Budowy Maszyn, Radom 2003, str. 22–30.
- [4] Drożdźiel P.: *Badania wybranych parametrów rozruchu samochodowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym*. Eksploatacja silników spalinowych, Zeszyt nr 13. Rozruch silników spalinowych. Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa Polska Akademia Nauk Oddział w Lublinie, Politechnika Szczecińska. Szczecin 2005, str. 53–60.
- [5] Drożdźiel P.: *Nowa klasyfikacja etapów rozruchu silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, z. 4(144), vol. 40, Polska Akademia Nauk, Komitet Budowy Maszyn, Radom 2005, str. 87–96.
- [6] Duval H.: *Computer model of the lead/acid starter battery in automobiles*. Journal of Power Sources. No. 53 (1995). Elsevier 1995. str. 351–357.
- [7] Golec K.: *Rozruch tłokowych silników spalinowych w obniżonych temperaturach otoczenia*. Monografia nr 60. Politechnika Krakowska. Kraków 1987.
- [8] Miller A. L., Ginter D., Seaba J. P., Loyalka S. K., Ghosh T. K.: *A study to investigate the capability of adsorbents for reduction of cold-start emissions*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Journal of Automobile Engineering. Vol. 212, 1998, str. 525–532.
- [9] Mysłowski J.: *Rozruch silników samochodowych z zapłonem samoczynnym*. WNT. Warszawa 1996.
- [10] Pszczołkowski J.: *Charakterystyki rozruchowe silników o zapłonie samoczynnym*. Wyd. SEPP „Cogito”. Zbąszynek 2004.
- [11] Wajand J. A., Wajand J. T.: *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*. WNT. Warszawa 1997.
- [12] Wendeker M.: *Sterowanie wtryskiem benzyny w silniku samochodowym*. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Politechnika Lubelska. Lublin 1999.
- [13] Słownik współczesnego języka polskiego. WILGA, Warszawa 1996.
- [14] Słownik języka polskiego. PWN, Warszawa, 2004 (wersja elektroniczna 1.0).
- [15] Leksykon naukowo-techniczny. WNT, Warszawa, 2001.
- [16] BN-74/1345-09 Silniki z zapłonem samoczynnym – Określenie granicznej temperatury rozruchu.
- [17] BN-82/1374-10 Silniki samochodowe. Badania stanowiskowe – Określenie właściwości rozruchowych w niskich temperaturach.

\*\*\*\*\*

*Praca naukowa finansowana ze środków budżetowych na naukę w latach 2005–2007 jako projekt badawczy*

\*\*\*\*\*

---

**Dr inż. Paweł Drożdźiel**

Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn  
Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny  
20-618 Lublin, ul. Nadbystrzycka 36  
tel. 081 53 84 200  
e-mail: p.drozdziel@pollub.pl

---