

Władysław KOZAK*
Maciej BAJERLEIN**
Jarosław MARKOWSKI***

Wykorzystanie gazu rozpuszczonego w paliwie do wspomagania mechanizmu rozpylenia

W stanach nierównowagowych roztworu powstałego w wyniku rozpuszczenia gazu w cieczy faza gazowa samorzutnie uwalnia się z roztworu. Proces ten ma charakter objętościowy i przy odpowiedniej kinetyce jest na tyle silny, że towarzyszy mu burzenie się cieczy. Autorzy podjęli próbę dokonania oceny możliwości wykorzystania tego procesu do wspomagania mechanizmu rozpylenia paliwa w silnikach wysokoprężnych. Niniejszy artykuł stanowi jej pierwszą część.

W artykule opisano koncepcję poprawy rozpylenia poprzez wprowadzenie gazu do oleju napędowego, jego rozpuszczenie przy wysokim ciśnieniu i wykorzystanie do potrzeb wspomagania mechanizmu rozpylenia efektu towarzyszącego jego uwalnianiu się podczas wtrysku paliwa. Wyjaśniono mechanizm wspomagania rozpylenia oraz opisano ogólne wymagania, jakie musi spełniać konstrukcja układu wtrysku paliwa umożliwiającą wykorzystanie gazu. Dokonano oceny zmian energetycznych strugi paliwa, wywołanych obecnością gazu. W podsumowaniu zwrócono uwagę na zalety koncepcji i potencjalne możliwości rozszerzenia sterowania procesem spalania, które jest pożądane w silnikach trakcyjnych.

Słowa kluczowe: rozpuszczanie, roztwór, entalpia, silnik wysokoprężny, wtrysk paliwa, rozpylenie

The application of gas dissolved in fuel with a view to improve the mechanism of spraying

In the non-equilibrium states of a solution, formed as a result of dissolving gas in a liquid, the gaseous phase is spontaneously released from the solution. This process has a volumetric character and at the appropriate kinetics it is strong enough to be accompanied by the effervescence (bubbling) of the liquid. The authors have undertaken an attempt to evaluate the possibility of applying this process for improving the fuel spraying mechanism in the diesel engines. This paper presents the first part of their work.

In this paper presents a concept of the improvement of spraying by adding gas to fuel oil, its dissolving at a high pressure and the use of the effect which accompanies its release during the injection of fuel, for improving the spraying mechanism accompanying its release during the injection of fuel. The mechanism of spraying improvement has been explained and the general requirements listed, which have to be fulfilled by a fuel injection system design to make the use of gas possible. An evaluation of energetic changes of the fuel stream caused by the presence of gas has been made and the potential possibilities of the extension of the combustion process control, mentioned in the conclusions.

Key words: dissolving, solution, enthalpy, diesel engine, fuel injection, spraying

1. Wstęp

Proces wtrysku i rozpylenie paliwa jest jednym z najistotniejszych czynników, wpływających na przebieg spalania w silnikach wysokoprężnych. W głównej mierze decyduje o sprawności silnika i emisji szkodliwych składników spalin.

We współczesnych silnikach problem emisji rozwiązywany jest skutecznie poprzez właściwe dla warunków pracy silnika sterowanie przebiegiem wtrysku i poprawę rozpylenia paliwa, w porównaniu do rozwiązań starszych. Uzyskuje się ją poprzez podniesienie wartości ciśnienia wtrysku do poziomu 140 ÷ 200 MPa [3]. Połączenie tak wysokich ciśnień wtrysku z odpowiednim jego sterowaniem oraz zastosowaniem katalitycznych reaktorów oczyszczania spalin zapewnia obniżenie emisji szkodliwych produktów spalania do poziomu wymaganego normami. Jednak tak wysokie ciśnienia wywołują znane problemy występujące zarówno na etapie konstruowania i wykonywania aparatury wtryskowej, jak i na etapie jej eksploatacji. Podstawowymi problemami są między innymi: szczelność, stabilność wymiarowa czy trwałość wysokociśnieniowych elementów układu wtryskowego (sekcje tłoczące, wtryskiwacze itp.).

1. Introduction

The fuel injection and the spraying process are one of the most significant factors affecting the combustion performance in diesel engines. To a large extent it determines the engine efficiency and the emission of toxic exhaust gas elements.

In modern engines the emission problem is effectively solved by means of appropriate control of the course of injection (*the injection performance*) in accordance with the engine operating conditions and some improvement of the fuel spraying in comparison to the previous solutions. It can be obtained by increasing the injection pressure level to a value of 140 ÷ 200 MPa [3]. A combination of so high an injection pressures with a suitable control of injection and also the application of the exhaust gas oxidation catalysts allows to reduce the emission of the toxic products of combustion to a level required (*specified*) by the relevant standards. However, such high pressures cause well-known problems appearing both at the stage of design and production of the injection equipment as well as at its operation stage.

Zwiększanie wartości ciśnienia wtrysku poprawia rozpylenie paliwa i jest preferowanym obecnie kierunkiem rozwoju układów wtryskowych silników z zapłonem samoczynnym. Potwierdzeniem powyższego stwierdzenia są zmiany dokonywane w układzie common rail (CR). Każda następna generacja tego układu charakteryzuje się wyższymi ciśnieniami w zasobniku, w porównaniu do poprzedniej. Rozwijanie tego kierunku ma uzasadnienie fizyczne. W obecnie stosowanych układach wtryskowych rozpad paliwa w strudze na krople wywołuje tylko jeden bodziec fizyczny. Jest nim prędkość przepływu paliwa w otworkach rozpylacza, wywołana ciśnieniem panującym w rozpylaczu. Zainicjowany tym bodźcem rozpad strugi wzmacniany jest czynnikiem wtórnym, inercyjnym i dyskretnym ośrodkiem, do którego wtryskiwane jest paliwo. Ze względu na niewielką ściśliwość paliwa sądzi się, że proces rozprężania nie odgrywa istotnej roli w mechanizmie rozpylenia. Jak pokazuje doświadczenie, skuteczność istniejącego mechanizmu rozpylenia jest ograniczona. Aby uzyskać zadowalające z ekologicznego punktu widzenia rozpylenie konieczne jest stosowanie nie tylko bardzo wysokiego ciśnienia, ale i jego regulacja, odpowiednio do warunków pracy silnika.

Istnieją przesłanki fizyczne by sądzić, że obserwowany kierunek rozwoju układów wtryskowych nie musi być jedynym z możliwych. Poprawę rozpylenia można osiągnąć nie tylko poprzez zwiększanie ciśnienia wtrysku, lecz także poprzez zmianę mechanizmu wywołującego rozpad strugi paliwa. Do tego celu koniecznym jest wprowadzenie dodatkowego, poza istniejącym, bodźca fizycznego. W swej istocie wywołana nim zmiana mechanizmu rozpylenia polega na wzmocnieniu roli czynnika zbliżonego w swym działaniu do gwałtownie zachodzącego procesu rozprężania.

Opis problemu podzielono na dwie części. W pierwszej zamieszczono ogólny opis koncepcji z uwagami na temat jej realizacji oraz uproszczoną analizę termodynamiczną, związaną ze zmianą mechanizmu rozpylenia. W drugiej natomiast przedstawiono eksperymentalną ocenę proponowanej koncepcji, która opisana zostanie w następnym artykule.

2. Koncepcja wspomagania mechanizmu rozpylenia paliwa

Aby uzyskać poprawę rozpylenia proponuje się wprowadzić do istniejącego mechanizmu rozpylenia dodatkowy bodziec fizyczny, wynikający z właściwości roztworu cieczy z gazem w stanach nierównowagowych. Koncepcja poprawy rozpylenia polega na wprowadzeniu do paliwa odpowiedniej ilości gazu, jego rozpuszczenie, a więc uzyskanie roztworu paliwa z gazem, którego stan równowagowy osiągnięty jest przy założonym ciśnieniu wtrysku i następnie wykorzystanie efektu towarzyszącego procesowi uwalniania się rozpuszczonego gazu podczas wtrysku, kiedy pojawi się silne zakłócenie stanu równowagowego. Celem proponowanej koncepcji jest uzyskanie rozpylenia paliwa co najmniej jakościowo porównywalnego z uzyskiwanym przez układy wysokociśnieniowe, przy zachowaniu ciśnienia wtrysku nieznacznie różniącego się od spotykanego w obecnie stosowanych układach konwencjonalnych, tj. na poziomie rzędu 50 MPa.

Among other things, the tightness, dimensional (*seize*) stability and durability of the high-pressure elements of the injection system (delivery sections, injection valves, etc.) are the basic problems.

An increase in the injection pressure values improves the spraying of fuel and presents a preferred tendency of the developments in the injection systems for the compression ignition engines. The modifications made in the Common Rail system (CR) confirm the above statement. Every next generation of this unit is characterized by the values of pressure in an accumulator that are higher than the ones of the former generations. The development of this tendency can be physically justified. In the injection systems currently used the dispersion of fuel stream into droplets is caused by a single stimulus. This is the velocity of fuel flow in the spray nozzle holes caused by the pressure existing in a nozzle. The dispersion of the fuel stream initiated by this stimulus is amplified by a secondary factor, i.e. an inertial and discrete medium that the fuel is injected to. It is believed that due to a small compressibility of fuel the extension process does not play any significant role in the mechanism of spraying. As experience shows, the efficiency of the existing mechanism of spraying is limited. In order to get a satisfactory spraying from the environmental point of view it is necessary to use not only a very high pressure but also to control this pressure in accordance with the engine operating conditions. There are some physical circumstances to believe that the observed tendency of development of the injection systems does not necessarily have to be the only option. The improvement of spraying can be obtained not only by increasing the injection pressure but also by modification of the mechanism causing the dispersion of a fuel stream. For this purpose it is necessary to introduce a new physical factor in addition to the existing one. In fact, the modification of the mechanism of spraying caused by it consists in magnifying the factor's role whose action is similar to the expansion process suddenly occurring.

The description of the problem is divided into two parts. The first part presents a general description of the applied concept and some remarks concerning its realization and a simplified thermodynamic analysis connected with the modification of the mechanism of spraying. The second part includes an experimental evaluation of the proposed concept, which will be discussed in the next paper.

2. The concept of the fuel spraying improvement mechanism

In order to get the improvement of spraying it is proposed to introduce in the already existing mechanism an additional physical stimulus which results from the properties of the liquid with gas solution at the unbalance states. The concept of the spraying improvement consists in adding an appropriate amount of gas to the fuel, its dissolution and thus obtaining the fuel-gas solution, whose state of balance can be reached at the presumed injection pressure, and next using the effect accompanying the process of releasing the dissolved gas during the injection when a strong

Jest powszechnie wiadome, że gazy słabo rozpuszczają się w cieczach oraz że ilość rozpuszczonego gazu zależy silnie od ciśnienia i od temperatury, przy których to rozpuszczanie zachodzi [1]. Jeżeli rozważać objętość, w której znajdują się określone masy cieczy i gazu, rozdzielone umowną, nieprzepuszczalną przegrodą, to, po usunięciu tej przegrody i osiągnięciu stanu równowagi, objętość zajmowana przez gaz przy danym ciśnieniu zostanie pomniejszona o objętość gazu, który rozpuści się w cieczy. Stan równowagi oznacza, że w całej rozważanej objętości wyrównany został potencjał termodynamiczny fazy gazowej i powstałego roztworu cieczy z gazem. Ciśnienie to nazywane jest ciśnieniem równowagowym. Przy wykorzystaniu zbyt dużej ilości gazu roztwór osiągnie stan nasycenia i pozostanie jego nadwyżka zajmująca objętość odpowiednią do panujących warunków fizycznych. Natomiast w przypadku ilości gazu niewystarczającej dla osiągnięcia stanu nasycenia przy zmniejszaniu objętości cała faza gazowa przejdzie do roztworu, który wypełni całą rozważaną objętość.

Cechą charakterystyczną takiego roztworu jest to, że przy obniżeniu ciśnienia (przejściu na niższy poziom ciśnienia równowagowego) nadwyżka gazu rozpuszczonego w cieczy samorzutnie uwalnia się jednocześnie z całej objętości. Przyczyną samoczynnego uwalniania się gazu jest zachwianie stanu równowagowego. Obniżeniu ciśnienia towarzyszy sprzężone z nim obniżenie równowagowego potencjału termodynamicznego. Zatem ujemny gradient ciśnienia jest bodźcem termodynamicznym, wywołującym uwalnianie się gazu z roztworu. Szybkość uwalniania się gazu związana jest z szybkością zmian bodźca.

Znajdujące się w stanie roztworu atomy (lub cząsteczki) gazu rozproszone są w sposób jednorodny w całej objętości cieczy. Uwalniając się równocześnie w całej objętości tworzą rozproszone mikropęcherzyki, które ekspandują i mają tendencje do łączenia się. Dzięki temu następuje podział zajmowanej objętości na dwie części: jedną – zajmowaną przez roztwór, drugą – przez gaz. Jednak jeżeli spadek ciśnienia odbywa się w sposób dynamiczny, to mikropęcherzyki nie zdążą połączyć się w jedną objętość i ekspansja gazu zachodzi w mikroobszarach rozproszonych w cieczy. Energia towarzysząca uwalnianiu się gazu z roztworu i następnie praca rozprężania gazu przejmowane są przez otoczenie, którym, w tym przypadku, jest roztwór. Tym samym proces uwalniania się gazu z cieczy jest bodźcem dla pojawienia się dodatkowych sił wewnętrznych, przewyższających siły wiążące cząsteczki cieczy i, w konsekwencji, rozrywanie otoczenia mikropęcherzyków. Ciecz znajdująca się w takiej objętości „burzy się”.

Opisany charakter uwalniania się gazu powinien zachodzić również w przypadkach, gdy ciecz znajduje się w innym stanie niż stan spoczynku, np. w ruchu. Powinien występować także, gdy w cieczy zachodzą równoległe inne procesy, np. rozpad strugi cieczy wypływającej z dyszy, tzn. rozpad wywołany samym przepływem. W tym przypadku ekspansja stanowić będzie dodatkowy czynnik fizyczny, wspomagający zachodzący rozpad strugi. Proces taki powinien zachodzić niezależnie od rodzaju użytego gazu i rodzaju cieczy, jak

disturbance of the state of balance occurs. The purpose of the proposed concept is to obtain the fuel spraying, which can at least be compared with the one obtained by the high pressure systems, at keeping the injection pressure value insignificantly different from the one met in the traditional systems currently used, i.e. at the level of 50 MPa. It is widely known that gases weakly dissolve in liquids and that the amount of dissolved gas strongly depends on the pressure and the temperature at which that dissolution occurs [1]. If we consider the volume in which there are some specified liquid and gas masses separated by a conventional impermeable partition then, after removing that partition and reaching the state of balance, the volume of gas that will be dissolved in a liquid will decrease the volume occupied by gas at a given pressure. The state of balance (equilibrium) means that in the whole considered volume the thermodynamic potential of the gaseous phase and the formed solution of gas in the liquid has been balanced. This pressure is called a balance pressure. When too large an amount of gas is used the solution will reach a state of saturation and the excess gas will stay at appropriate volume in accordance with the actual physical conditions. In case the gas amount is insufficient for getting the state of saturation at the decrease of volume the whole gaseous phase will be transmitted to the solution, which will fill up the whole considered volume.

It is characteristic for such a solution that at reducing the pressure (at the transition to a lower level of the balance pressure) the excess of the gas dissolved in a liquid releases spontaneously from the whole volume at the same time. The reason for the spontaneous gas releasing is loss of the state of balance. The decrease of pressure is accompanied by an associated decrease of the thermodynamic potential. Thus, a negative pressure gradient is a thermodynamic stimulus causing a release of gas from the solution. The gas release rate is connected with a rate of a stimulus change. The atoms (or molecules) of gas in a solution are homogeneously dispersed in the whole volume of a liquid. Releasing simultaneously from the whole volume they form the scattered micro-bubbles, which expand and have a tendency to aggregate. Owing to it the division of the occupied volume into two parts takes place: the solution occupies one part and the second part is occupied by gas. However, if the pressure drop is performed in a dynamic way, the micro-bubbles will not manage to aggregate into one volume and the expansion of gas takes place in micro-regions scattered in liquid. Thereby the process of releasing the gas from a liquid stimulates occurring the additional internal forces exceeding the forces bonding the liquid molecules, and, consequently, bursting the environment of micro-bubbles. The liquid filling such volume “effervesces” (“bubbles”).

The described process of the release of gas should also take place in cases when a liquid is in a state other than a standstill – in motion, for example. This process should also be noted when in a liquid some other processes proceed in parallel – the dispersion of the liquid stream flowing out from the nozzle, for example i.e. the dispersion caused by the flow itself. In this case the expansion is an additional physical

również niezależnie od ilości cieczy. Przy roztworach nasyconych powinien zachodzić nawet w najmniejszych kropelkach cieczy. W tym ostatnim przypadku ekspansja gazu zachodząca w mikropęcherzykach znajdujących się wewnątrz kropli jest dodatkowym czynnikiem rozrywającym krople. Kierując się intuicją można stwierdzić, że skutek ilościowy tego procesu zależeć powinien zarówno od ilości jak i rodzaju rozpuszczonego gazu.

Podczas wtrysku paliwa w studzience rozpylacza panuje wysokie ciśnienie; znacznie przekracza ono ciśnienie otwarcia iglicy rozpylacza. Pomiedzy studzienką rozpylacza, z której paliwo wypływa, a komorą spalania – ośrodka, do którego paliwo trafia, istnieje znaczna różnica ciśnień. Wypływ paliwa odbywa się na bardzo małej drodze (długości otworków rozpylacza) i w bardzo krótkim czasie. Jednoczesne połączenie tych czynników oznacza bardzo dużą szybkość zmiany ciśnienia w czasie wtrysku, a więc i bardzo duży gradient potencjału termodynamicznego. Jeżeli zatem do studzienki rozpylacza doprowadzić roztwór paliwa z gazem, to istnieją fizyczne przesłanki aby podczas wypływu paliwa przez otwórki rozpylacza rozpuszczony w paliwie gaz, na skutek gwałtownego spadku potencjału termodynamicznego na drodze wypływu, a więc na skutek silnego zachwiania stanu równowagi roztworu, zaczął równie gwałtownie uwalniać się z roztworu. Tym samym opisany mechanizm powinien wywołać rozrywanie kropli paliwa od wewnątrz. Zatem stanowiąc będzie dodatkowy czynnik wspomagający istniejący mechanizm rozpylenia.

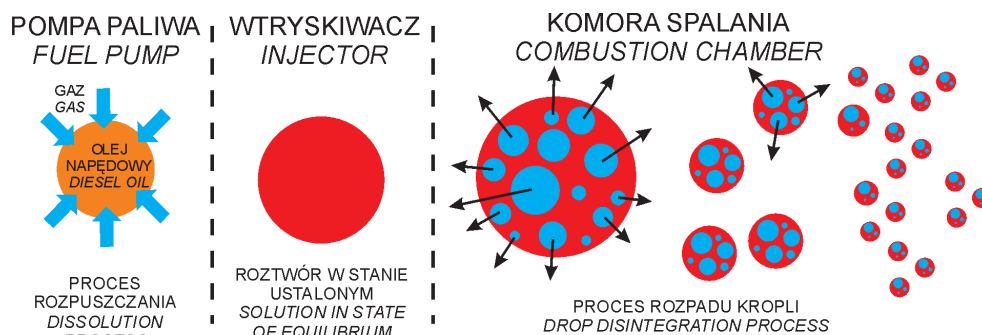
Zgodnie z przedstawioną koncepcją w części wysokociśnieniowej układu wtryskowego (od pompy wysokiego ciśnienia aż do otworków rozpylacza) ciśnienie powinno być utrzymywane na takim poziomie, aby gaz nie mógł uwolnić się z roztworu. W tej części układu paliwo z gazem powinno stanowić jednorodny roztwór. Uwalnianie się gazu, połączone z ekspansją, powinno nastąpić dopiero poza rozpylaczem, aby na drodze wypływu paliwa z rozpylacza wspomagać rozpad kropli. Proces ten zilustrowano jakościowo na rys. 1.

3. Uwagi do przedstawionej koncepcji

W przypadku układu paliwowego silników spalinowych, szczególnie w zastosowaniu trakcyjnym, o przydatności rodzaju gazu wykorzystanego do wspomagania procesu rozpylenia decydują dwa czynniki: łatwa dostępność w otoczeniu silnika i zdolność do rozpuszczania się w oleju napędowym. Nie powinien to być gaz, z którego wykorzystaniem wiąże się konieczność wyposażania układu zasilania silnika w dodatkową instalację, zbiornik itp. Dobra rozpuszczalność oznacza, że w stanie nierównowagowym uwolni się bez-

factor, which improves the performed dispersion of the stream. Such process should proceed regardless of the type of the applied gas and liquid, and also regardless of the amount of the liquid. In case of the saturated solutions it should proceed even in the smallest droplets of a liquid. In the latter case the expansion of gas proceeding in the microbubbles inside the droplets is an additional factor that bursts the droplets. Based on the intuition it can be stated that the quantitative effect of this process should depend both on the amount and type of the dissolved gas.

During the injection of fuel there is a high pressure in a sac-hole; it is significantly higher than the opening pressure of the nozzle needle. There is a significant difference in pressure between the sac-hole, from which the fuel is flowing out, and the combustion chamber – the environment, which the fuel is directed to. The fuel outflow takes place on a very short distance (length of the nozzle holes) and in a very short time. The simultaneous combination of these factors means a very high rate of the pressure change during an injection, thus a very high gradient of the thermodynamic potential. Therefore, if the fuel with gas solution is delivered to the sac-hole there are some physical circumstances so that the gas dissolved in fuel could suddenly start to release from the solution during the fuel outflow through the nozzle



Rys. 1. Ilustracja koncepcji wspomagania rozpylenia przez gaz rozpuszczony w paliwie
Fig.1. The illustration of a concept of the spraying improvement by gas dissolved in fuel

holes as a result of a sudden thermodynamic potential drop on the way of outflow, thus as a result of a strong loss of the state of balance of the solution. Thereby, the described mechanism should cause the bursting of the fuel droplets from the inside. Therefore, it will be an additional factor supporting the actual mechanism of spraying

In accordance with the presented concept, in a high-pressure part of the injection unit (from a high pressure pump as far as to the nozzle holes) pressure should be kept at such a level so that the gas could not be released from the solution. In this part of the unit the fuel with gas should be a homogenous solution. The release of gas, combined with expansion, should take place only after the nozzle, in order to support the subdivision of droplets on a way of the fuel outflow from the nozzle. The qualitative illustration of this process is given in Fig. 1.

względnie jego większa ilość i tym samym powinien być większy ilościowo jego wpływ na rozpylenie. Miarą zdolności gazu do rozpuszczania się w cieczy jest współczynnik rozpuszczania. Zatem użyty gaz powinien charakteryzować się możliwie dużym współczynnikiem rozpuszczalności.

Z uwagi na dostępność praktyczne zastosowanie do wspomagania procesu rozpylenia paliwa mogą mieć tylko dwa gazy: powietrze – pobierane bezpośrednio z otoczenia silnika lub spaliny – pobierane wprost z kolektora wydechowego. Ze względu na obecność znacznej ilości CO₂ (ilość zależy od obciążenia silnika) spaliny mogą okazać się bardzo interesującym gazem, bowiem CO₂ charakteryzuje się jedną z najwyższych spośród gazów zdolnością do rozpuszczania w cieczach. W literaturze [2] istnieją jedynie dane na temat wartości współczynników rozpuszczalności związków czystych chemicznie. Niestety, zarówno paliwo pełniące rolę rozpuszczalnika, jak i powietrze czy spaliny, będące gazem rozpuszczanym, stanowią konglomerat związków chemicznych. Opierając się na danych istniejących [2] można stwierdzić, że CO₂ rozpuszcza się w cieczach kilkadziesiąt razy lepiej niż np. powietrze. Nie ma przeciwwskazań aby sądzić, że tendencja ta odnosić się będzie również do oleju napędowego.

Zważywszy na rząd wymaganych w układzie paliwowym ciśnień (kilkadziesiąt MPa), gaz powinien być doprowadzony do paliwa w części niskociśnieniowej układu i razem z paliwem sprężany do poziomu ciśnienia panującego w części wysokociśnieniowej układu. Wspomniany poziom ciśnienia wymusza zastosowanie pompy wysokiego ciśnienia typu wporowego, analogicznie jak ma to miejsce w konwencjonalnym układzie zasilania. Nie można natomiast wykorzystać bezpośrednio istniejących pomp i to z dwóch powodów. Po pierwsze, jeżeli gaz i paliwo doprowadzone zostaną do sekcji tłoczącej pompy w czasie suwu ssania a proces rozpuszczania w paliwie zrealizowany zostanie podczas sprężania, to pompa wysokiego ciśnienia musi mieć zdecydowanie inne proporcje w porównaniu do pomp istniejących. Należy bowiem uwzględnić fazę sprężania gazu. W przypadku powietrza, aby uzyskać ciśnienie końca sprężania rzędu 20 MPa, stopień sprężania sekcji tłoczącej pompy nie może być mniejszy od 45.

Po drugie, wtrysk paliwa realizowany jest od momentu, gdy siła parcia ciśnienia na iglicę rozpylacza pokona siłę napięcia sprężyny. Ze względu na obecność gazu nastąpi to w końcowej fazie sprężania, kiedy tłoczek pompy wtryskowej znajduje się w pobliżu górnego, zwrotnego położenia a prędkość tłoczenia maleje do zera. Należy zatem albo wykluczyć bezpośrednie połączenie wtryskiwacza z sekcją tłoczącą (jak ma to miejsce w układzie konwencjonalnym) albo zmienić sposób napędu tłoczka pompy. Każdy napęd krzywkowy charakteryzuje się tym, że w końcowej fazie tłoczenia prędkość tłoczenia spada do zera. Oznacza to jednocześnie zmniejszanie do zera wydatku sekcji i nieuchronne zmniejszanie się do zera prędkości wypływu paliwa przez otworki rozpylacza. Tym samym zanika mechanizm rozpylenia wywołany prędkością przepływu paliwa przez otworki, co wyklucza zastosowanie mechanizmu krzywkowego. Z drugiej strony trudno jest sobie wyobrazić realną konstrukcję wysokociśnieniową,

3. Remarks on the presented concept

In the case of the diesel engine fuel system, especially in the traction applications, a suitability of a given type of gas used for the spraying process improvement is mainly decided by two factors, namely its accessibility in the engine environment and ability to be dissolved in fuel oil. It should not be a gas the use of which needs the engine supply system to be equipped with the additional system, tank etc. Fine solubility means that in the non-equilibrium conditions definitely greater amount of gas will be released and thereby, the effect of gas on the spraying should be quantitatively greater. The coefficient of solubility is a measure of the ability of gas to be dissolved in a liquid. Thus, the applied gas should be characterized by a possibly high value of the solubility.

Considering the availability, only two gases can be used for the improvement of the fuel spraying process: air – taken directly from the engine environment or exhaust gas – taken directly from the exhaust manifold. Due to a significant amount of CO₂ in the exhaust gas (the amount of CO₂ is dependent on the engine load) the exhaust gas can be a very felicitous one in this matter as CO₂ is characterized by one of the highest solubility in liquids. In the available literature [2] there are only data on the coefficient of solubility of pure compounds. Unfortunately, both fuel oil, playing a role of solvent, and air or exhaust gas being the dissolved gases, are a conglomerate of chemical compounds. Basing on the available data [2] it can be stated that CO₂ dissolves in liquids a few dozen times better than air. There are not any contradictions to expect that this tendency is also characteristic of fuel oils. Considering the order of magnitude of pressures desirable in the fuel system (a few dozen MPa), gas should be delivered to fuel in a low-pressure part of the fuel system and then compressed together with fuel to a value of the high-pressure part level. The mentioned pressure level forces the use of a high pressure pump of a positive displacement type, similarly to the situation existing in a traditional fuel system. However, already existing pumps cannot be directly used owing to two following reasons. First, if gas and fuel are supplied to the delivery section of a pump during the suction stroke and the process of dissolving in fuel is realized during the compression, the high pressure pump must definitely have different proportions than the contemporary pumps as the compression phase of the gas should be taken into consideration. As for the air to get the terminal compression pressure of 20 MPa, the compression ratio of the pump delivery section cannot be lower than 45.

Secondly, the fuel injection is realized from a moment when the pressure acting on the nozzle needle is higher than the spring tension. Due to the presence of gas, it will happen at the end of compression when pump plunger is close to the top dead center and the delivery rate approaches zero. Therefore, either the direct connection between the injection valve and the delivery section (of a traditional system) should be eliminated or the solution of the pump plunger drive should be modified. Every cam drive is characterized by the fact that during the final phase of pumping (delivery) the delivery

charakteryzującą się nieciągłością prędkości w momencie zakończenia tłoczenia. Rozwiązaniem odpowiednim dla wykorzystania gazu w paliwie wydaje się być jedynie układ zasobnikowy. W układzie tym proces wtrysku nie jest związany z ruchem tłoczka pompy. Dzięki połączeniu wtryskiwacza z zasobnikiem wtrysk zrealizowany jest na skutek różnicy ciśnień panujących w objętości studzienki rozpylacza i objętości komory spalania, zaś moment otwarcia wtryskiwacza nie jest uzależniony od fazy tłoczenia pompy, jak to ma miejsce np. w układzie konwencjonalnym. W części wysokociśnieniowej układu, począwszy od pompy wysokiego ciśnienia aż do rozpylacza (łącznie z zasobnikiem) ze względu na wysokie ciśnienie nie ma warunków fizycznych dla uwalniania się gazu z paliwa. W związku z tym można zastosować pompę wporową, a do napędu tłoczka nie jest konieczna specjalnie kształtowana krzywka. Wydaje się, że napęd tłoczka może być zrealizowany za pomocą zwykłego mimośrod.

Wprowadzenie gazu do oleju napędowego powinno wywołać zmiany energetyczne procesu sprężania. Fakt ten wynika chociażby z różnic proporcji sekcji tłoczającej S/D (skok/średnica tłoczka). Jeżeli jako odniesienie przyjąć pompę konwencjonalną silnika trakcyjnego o proporcji $6/8$ [mm], to przy obecności gazu i założeniu takiej samej średnicy tłoczka jego skok powinien wynosić około 35 [mm] (dla podniesienia ciśnienia w końcu sprężania samego gazu do poziomu wymaganego napięciem wstępnym sprężyny wtryskiwacza).

Przytoczone dotychczas rozważania miały charakter jakościowy. W oparciu o nie można stwierdzić, że oczekiwania związane z obecnością gazu w paliwie w zakresie poprawy rozpylenia są prawdopodobne. Natomiast nie można określić, w jakim stopniu oczekiwania te zostaną spełnione. Koniecznym jest dokonanie przynajmniej oszacowania ilościowego. Należy postawić pytanie jak istotne zmiany energetyczne wywoła wprowadzenie gazu do paliwa? Jeżeli zmiany energetyczne procesu sprężania będą istotne, to muszą się przełożyć na istotne zmiany w przebiegu rozpylenia. Fakt ten stanowić będzie uzasadnienie dla wprowadzenia do praktycznego zastosowania opisywanej koncepcji. Jeżeli jednak wprowadzenie gazu nie wywoła istotnych zmian energetycznych wtryskiwanego paliwa, to należy sądzić, że opisywany jakościowo mechanizm wspomagania rozpylenia, aczkolwiek logiczny i nie pozostający w sprzeczności z obowiązującymi prawami, nie wprowadzi istotnych zmian w mechanizmie rozpylenia i należy zaniechać dalszych prac nad jego rozwojem.

4. Zmiany energetyczne procesu sprężania

Proces sprężania powoduje zmianę potencjału termodynamicznego sprężanego czynnika. W związku z tym można postawić pytanie o ile zmieni się potencjał termodynamiczny sprężania, jeżeli zamiast czystego paliwa nastąpi sprężanie roztworu paliwa z gazem. Potencjał termodynamiczny wyrażany jest najczęściej poprzez entalpię właściwą. W analizowanym przypadku celem analizy jest określenie zmian entalpii swobodnej W w oparciu o I zasadę termodynamiki dla objętości V można zapisać

$$dH = Vdp + Q_{el} + W_{el}, \quad (1)$$

gdzie: dH – zmiana entalpii na skutek zmiany ciśnienia dp , Q_{el}

rate approaches zero. It also means that the delivery of a section approaches zero and the velocity of fuel outflow through the nozzle holes also inevitably approaches zero. Thereby, the spraying mechanism caused by the speed of fuel flow through the holes decays and this fact eliminates the possibility of using the cam mechanism. On the other side it is difficult to imagine any real high-pressure design characteristic due to its discontinuity of speed at the end of delivery (pumping). It seems that the only design solution suitable for using gas in the fuel can be the accumulator system. In this system the injection process is not connected with a movement of a pump plunger. Owing to the connection between the injection valve and the accumulator the injection is made as a result of the difference of pressures in the sac-hole and the combustion chamber volume, and the moment of the injection valve opening is not dependent on the pump delivery phase just as it is in the CR system, for example. In a high-pressure part of the system, starting from the high pressure pump up to the spray nozzle (including the accumulator) because of high pressure there are not any physical conditions for the gas release from the fuel. In such a situation a positive-displacement pump can be applied and any specially shaped cam is not necessary for driving the plunger. It seems that the plunger drive can be realized by use of a simple eccentric (circular cam).

Adding gas to the fuel oil should cause a change of the compression process. This fact results even from the differences in the delivery section proportion S/D (stroke/plunger diameter). If we assume a traditional pump of $6/8$ [mm] ratio for the traction engine as a reference solution then at presence of gas and assuming such a same diameter of plunger, its stroke should be of about 35 [mm] (in order to increase the fuel-gas compression pressure value to a level determined by the pre-tension of the injection valve spring).

The considerations mentioned above are of the qualitative nature. Relying on those considerations it cannot be stated that the expectations related to the presence of gas in the fuel as to the improvement of spraying are confirmable. However, it cannot be determined to what extent these expectations will be realized. It is necessary to perform at least some quantitative evaluation. A question arises how important are the energetic changes caused by adding gas to the fuel. If the energetic changes of the compression process are significant they have to cause the significant changes in the spraying performances. However, if the addition of gas does not cause any significant energetic changes in the injected fuel, it should be believed that this qualitatively described mechanism of the spraying improvement, even logical and not contradicting the existing rules, will not involve any significant changes in the spraying mechanism and any further works on its development should be discontinued.

4. The energetic changes of the compression process

The compression process causes a change of a thermodynamic potential of the compressed medium. In this connection a problem can be stated – what change will take

i W_{el} – elementarne ciepło i elementarna praca nieobjętościowa (każda praca nie związana ze zmianą objętości, np. praca tarcia itp.), doprowadzone do analizowanej objętości V podczas sprężania.

Zakładając, że proces sprężania jest adiabatyczny i do układu nie doprowadzono pracy nieobjętościowej, tzn.:

$$Q_{el} = W_{el} = 0 \quad (2)$$

przy zmianie ciśnienia od wartości p_1 do wartości p_2 zmianę entalpii można wyliczyć jako

$$\Delta H = H_2 - H_1 = \int_{p_1}^{p_2} V dp \quad (3)$$

W przypadku cieczy podczas całego procesu sprężania w objętości V znajduje się tylko jedna faza. Natomiast w przypadku cieczy i gazu na początku sprężania, przy ciśnieniu p_1 , w objętości V muszą istnieć dwie fazy: ciekła i gazowa. W miarę wzrostu ciśnienia wywołanego zmianą objętości V oprócz sprężania fazy ciekłej i gazowej zachodzi równoległy proces rozpuszczania gazu w cieczy. Tym samym ubywa masy i zmniejsza się objętość fazy gazowej oraz zmienia się masa i skład fazy ciekłej. Powstaje roztwór o zmieniającym się stężeniu. Po całkowitym rozpuszczeniu gazu w paliwie faza gazowa zanika i sprężany jest tylko roztwór o stałym stężeniu. Ze względu na odmienną postać matematyczną równania stanu dla fazy ciekłej i fazy gazowej całkowanie wyrażenia (3) należy podzielić na dwie części. W pierwszej - zmiana entalpii całkowitej objętości V wyrażona jest przez sumę zmian entalpii fazy ciekłej i entalpii fazy gazowej. Górna granica całkowania równa jest ciśnieniu p_z , przy którym zanika faza gazowa. W części drugiej istnieje tylko faza ciekła (roztwór), a granice całkowania obejmują przedział od ciśnienia p_z do ciśnienia wtrysku p_w .

4.1. Równanie stanu fazy ciekłej

Równanie stanu fazy ciekłej najłatwiej uzyskać można wychodząc z definicji współczynnika ściśliwości χ [1]:

$$\chi = - \left(\frac{1}{V_m} \right) \cdot \left(\frac{\partial V_m}{\partial p} \right)_T \quad (4)$$

gdzie V_m oznacza objętość molową, w tym przypadku oleju napędowego. W praktyce, szczególnie przy rozważaniu cieczy, zamiast współczynnika ściśliwości częściej korzysta się z jego odwrotności, modułu ściśliwości. Wprowadzając moduł ściśliwości B i zakładając, że poszukiwany związek $V(p)$ zależy tylko od ciśnienia, zależność (4) można zapisać jako

$$\frac{dV}{V} = - \frac{dp}{B} \quad (5)$$

W układach hydraulicznych pracujących przy relatywnie niskich ciśnieniach na ogół przyjmuje się, że $B = \text{const}$. W przypadku aparatury wtryskowej występującej podczas normalnej pracy poziom ciśnienia nie pozwala na dokonanie takiego uproszczenia. W ogólności moduł ściśliwości jest funkcją ciśnienia i temperatury. Ponieważ temperatura pracy

wpływa na potencjał sprężania termodynamicznego jeśli zamiast czystego paliwa sprężany jest roztwór paliwa z gazem, to sprężenie roztworu paliwa z gazem nastąpi. Potencjał termodynamiczny jest najczęściej wyrażony w postaci entalpii właściwej. Na podstawie pierwszego prawa termodynamiki dla objętości V można napisać:

$$dH = V dp + Q_{el} + W_{el} \quad (1)$$

gdzie: dH – zmiana entalpii w wyniku zmiany ciśnienia dp , Q_{el} i W_{el} – elementarne ciepło i elementarna praca nieobjętościowa (każda praca nie związana ze zmianą objętości, np. praca tarcia itp.) przyłożone do objętości V podczas sprężania.

Assuming that the compression process is adiabatic and no non-volumetric work is added to a system i.e.,

$$Q_{el} = W_{el} = 0 \quad (2)$$

at change of pressure from a value p_1 to a value p_2 a change of enthalpy can be calculated as

$$\Delta H = H_2 - H_1 = \int_{p_1}^{p_2} V dp \quad (3)$$

As for the liquid during the whole compression process only one phase is of volume V . As for the liquid and gas at the initial compression, at pressure p_1 , two phases: liquid and gaseous must be of volume V . As pressure increases as a result of a change of the volume V in addition to the compression of liquid and gaseous phases in parallel the process of dissolving gas in a liquid occurs. Thus, there is less and less mass and the gaseous phase volume decreases and the mass and the composition of the liquid phase change. A solution of changing concentration is formed. After complete dissolving gas in the fuel the gaseous phase disappears and a solution of constant concentration is compressed. Due to a different mathematical form of an equation of state for the liquid phase and the gaseous phase the integration of the expression (3) should be divided into two parts. In the first part – a change of enthalpy of the whole volume V is expressed by a sum of changes of the enthalpy for a liquid phase and the enthalpy for a gaseous phase. The upper integration limit equals to pressure p_z at which the gaseous phase disappears. In the second part there is only a liquid phase (a solution) and the integration limits cover the range from pressure p_z to the injection pressure p_w .

4.1. Liquid phase state equation

When starting from a definition of the coefficient of compressibility χ [1] the equation of state for a liquid phase can be most easily obtained:

$$\chi = - \left(\frac{1}{V_m} \right) \cdot \left(\frac{\partial V_m}{\partial p} \right)_T \quad (4)$$

where V_m is a molar volume – here the fuel oil volume. In practice, especially when considering a liquid, instead of the coefficient of compressibility its reciprocal value, i.e. a compression modulus is used more often. Introducing the modulus of elasticity (compression modulus) B and assuming that the demanded relation $V(p)$ depends only on the pressure, the relation (4) can be written as:

układu wtryskowego zmienia się w niewielkim zakresie przyjmuje się często, że proces tłoczenia odbywa się w warunkach izotermicznych a funkcję $B(p)$ przedstawia się w postaci:

$$B(p) = a \cdot p + b, \quad (6)$$

gdzie a i b są współczynnikami wyznaczanymi empirycznie.

W przypadku roztworu oleju napędowego z gazem funkcja $B(p)$ traci charakter liniowy. Dla oszacowania zmian potencjału termodynamicznego paliwa z powietrzem, do opisu zależności $B(p)$ wykorzystano przebiegi zamieszczone w [3, s. 431], pokazane na rys 2. Przedstawione krzywe zmian modułu ściśliwości oleju napędowego z powietrzem w funkcji ciśnienia opisać można wielomianem o postaci:

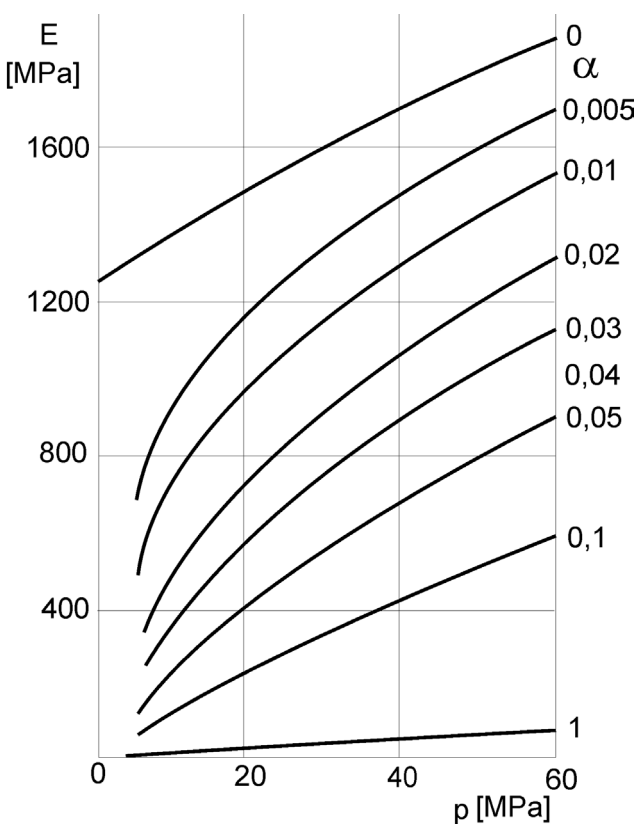
$$B(p) = a \cdot p^2 + b \cdot p + c, \quad (7)$$

gdzie wartości współczynników a , b i c zależą od ilości powietrza rozpuszczonego w paliwie. W tym przypadku ilość powietrza znajdującego się w oleju określono współczynnikiem udziału objętościowego powietrza, zdefiniowanym jako:

$$\alpha = \frac{V_{\text{powietrza}}}{V_{\text{paliwa}} + V_{\text{powietrza}}}. \quad (8)$$

Przykładowo dla $a=0,005$ współczynniki wielomianu przyjmują postać: $a=-0,1286$; $b=24,971$; $c=666$.

Uwzględniając powyższe wartości równanie (5) dla przypadku paliwa bez gazu i przypadku paliwa z powietrzem przyjmie postać:



Rys. 1. Zależność modułu sprężystości E mieszaniny: olej napędowy–powietrze od ciśnienia p i względnej objętości α powietrza

Fig. 2. Dependence of the modulus of elasticity E of the air–fuel oil mixture on the pressure p and relative volume of air α .

$$\frac{dV}{V} = -\frac{dp}{B} \quad (5)$$

For the hydraulic systems operating at relatively low pressures it is usually assumed that $B=\text{const}$. In the case of the injection equipment the pressure level existing during its normal operation does not allow for such a simplification. In general, the modulus of elasticity (compression modulus) is a function of pressure and temperature. As the injection system operation temperature varies within a small range, it is often assumed that the process of delivery takes place at the isothermal conditions and the function $B(p)$ can be expressed in a form

$$B(p) = a \cdot p + b \quad (6)$$

where a and b are the coefficients which can be empirically determined.

For the solution of fuel oil with gas the function $B(p)$ loses its linear form. To perform the evaluation of the thermodynamic potential for the fuel with air, the performance characteristics presented in [3, p. 431] and shown in Fig. 2 were used in order to describe the relation $B(p)$. The presented curves of changes of the compression modulus (modulus of elasticity) for the fuel oil with air as a function of pressure can be expressed in a form of a polynomial:

$$B(p) = a \cdot p^2 + b \cdot p + c, \quad (7)$$

where the values of coefficients a , b and c depend on the amount of air dissolved in the fuel. In this case the amount of air in fuel oil is determined by the coefficient of volume fraction defined as:

$$\alpha = \frac{V_{\text{air}}}{V_{\text{fuel}} + V_{\text{air}}} \quad (8)$$

For $a=0,005$, for example, the coefficients of polynomial are as follows: $a=-0,1286$; $b=24,971$; $c=666$.

When taking the above values into consideration the equation (5) in case of the fuel without gas and the fuel with air can be expressed in the following form:

$$\frac{dV}{V} = -\frac{dp}{a \cdot p + b} \quad \text{and} \quad \frac{dV}{V} = -\frac{dp}{a \cdot p^2 + b \cdot p + c} \quad (9)$$

Respectively, when substituting:

$$z = a \cdot p + b, \quad \text{where from} \quad dp = \frac{dz}{a}, \quad (10)$$

the equation (9) for the fuel without air can be simplified to an expression:

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{a} \cdot \frac{dz}{z},$$

for which the integral can be calculated. The integration limits should cover a range of pressure changes in which the injection system is operated. Thus, at the lower integration limit the pressure value is close to the ambient pressure p_0 whereas the volume value V_0 results from the diameter and plunger stroke values of the applied high pressure pump. At the upper integration limit the pressure reaches the value p_w and volume – the value V . Taking the above symbols into

$$\frac{dV}{V} = -\frac{dp}{a \cdot p + b} \quad \text{i} \quad \frac{dV}{V} = -\frac{dp}{a \cdot p^2 + b \cdot p + c} \quad (9)$$

Stosując podstawienie:

$$z = a \cdot p + b, \quad \text{skąd} \quad (10)$$

równanie (9) dla przypadku paliwa bez powietrza można uprościć do postaci:

$$\frac{dV}{V} = -\frac{1}{a} \cdot \frac{dz}{z},$$

dla której można obliczyć całkę. Granice całkowania powinny obejmować przedział zmian ciśnienia, w jakim pracuje układ wtryskowy. Zatem w dolnej granicy ciśnienie ma wartość zbliżoną do ciśnienia otoczenia p_o , zaś objętość V_o wynika ze średnicy i skoku tłoczka pompy wysokiego ciśnienia. W górnej granicy całkowania ciśnienie osiąga wartość p_w , zaś objętość – wartość V . Uwzględniając powyższe oznaczenia rozwiązanie równania (9) można przedstawić w postaci:

$$\ln V = -\frac{1}{a} \cdot \ln z + \ln C, \quad (11)$$

gdzie C jest stałą całkowania; dla ułatwienia obliczeń ujęto ją w postaci \ln .

Wykorzystując właściwości logarytmu można napisać:

$$\ln V = \ln \left(z^{\frac{1}{a}} \cdot C \right),$$

co pozwala obustronnie uwolnić się z logarytmu. Wracając do zmiennej pierwotnej (10) otrzymuje się:

$$V = C \cdot (a \cdot p + b)^{\frac{1}{a}}.$$

Wartość stałej całkowania C obliczyć można z warunku początkowego. Dla $p = p_o$ objętość zajmowana przez paliwo wynosi V_{po} . Zatem

$$C = \frac{V_{po}}{(a \cdot p_o + b)^{\frac{1}{a}}}$$

i równanie stanu dla fazy ciekłej paliwa bez gazu przyjmie postać:

$$V = \frac{V_{po}}{(a \cdot p_o + b)^{\frac{1}{a}}} \cdot (a \cdot p + b)^{\frac{1}{a}}. \quad (12)$$

W przypadku roztworu paliwa z gazem wynik całkowania równania (9) zależy od znaku różnicy:

$$b^2 - ac \quad [5].$$

Dla przytoczonych wartości współczynników różnica ta ma znak dodatni i wynik całkowania ma postać:

$$\ln V = -\frac{1}{2\sqrt{b^2 - ac}} \cdot \ln \left| \frac{a \cdot x + b + \sqrt{b^2 - ac}}{a \cdot x + b - \sqrt{b^2 - ac}} \right| + \ln C \quad (13)$$

consideration, the solution of the equation (9) can be expressed in the following form

$$\ln V = -\frac{1}{a} \cdot \ln z + \ln C, \quad (11)$$

where C is the integration constant; to make the calculation easier the solution is expressed in a logarithmic form. Based on the features of a logarithm it can be expressed in the form of

$$\ln V = \ln \left(z^{\frac{1}{a}} \cdot C \right)$$

which allows to free both sides of the equation from the logarithmic form. Returning to the primary variable (10) an

expression: $V = C \cdot (a \cdot p + b)^{\frac{1}{a}}$ is obtained. The value of the integration constant C can be calculated from the initial condition. For $p = p_o$ the volume occupied by fuel is V_{po} . Thus

$$C = \frac{V_{po}}{(a \cdot p_o + b)^{\frac{1}{a}}}$$

and the equation of state for the liquid phase of fuel oil without gas can be expressed in a form:

$$V = \frac{V_{po}}{(a \cdot p_o + b)^{\frac{1}{a}}} \cdot (a \cdot p + b)^{\frac{1}{a}} \quad (12)$$

In the case of the fuel/gas solution the result of the integration of the equation (9) depends on the sign of the difference: $b^2 - ac$ [5]. For the values of the coefficient presented above this difference is negative and the result of the integration can be expressed in the following form:

$$\ln V = -\frac{1}{2\sqrt{b^2 - ac}} \cdot \ln \left| \frac{a \cdot x + b + \sqrt{b^2 - ac}}{a \cdot x + b - \sqrt{b^2 - ac}} \right| + \ln C \quad (13)$$

Acting similarly, as in the case of the fuel without gas, both sides of the equation (13) should be freed from the logarithms. The constant of integration can be calculated for the decay time of the gaseous phase (the gaseous phase is fully transformed onto the solution) the pressure equals to $p = p_z$, and due to an insignificant compressibility of the liquid phase it can be assumed that the volume occupied by the solution equals to the fuel volume without gas, V_{po} . Taking the above into consideration and after performing some elementary re-arrangements for the equation, it can be expressed in the following form:

Postępując analogicznie jak dla przypadku paliwa bez gazu należy uwolnić się obustronnie z logarytmów. Stałą całkowania C obliczyć można dla chwili zaniku fazy gazowej (faza gazowa w pełni przeszła w stan roztworu) ciśnienie wynosi $p = p_z$, zaś z uwagi na niewielką ściśliwość fazy ciekłej można założyć, że objętość zajmowana przez roztwór równa jest objętości paliwa bez gazu V_{po} . Uwzględniając powyższe i dokonując elementarnych przekształceń uzyskuje się równanie o postaci:

$$V = \frac{V_{po}}{\left| \frac{a \cdot p_z + b + \sqrt{b^2 - a \cdot c}}{a \cdot p_z + b - \sqrt{b^2 - a \cdot c}} \right|^{\frac{1}{2\sqrt{b^2 - a \cdot c}}} \cdot \left| \frac{a \cdot p + b + \sqrt{b^2 - a \cdot c}}{a \cdot p + b - \sqrt{b^2 - a \cdot c}} \right|^{\frac{1}{2\sqrt{b^2 - a \cdot c}}}} \quad (14)$$

Postać (14) stanowi równanie stanu roztworu paliwa z gazem, które wykorzystać można do obliczenia zmiany entalpii roztworu podczas sprężania, wyrażonej równaniem (2).

Dla przypadku paliwa bez gazu cała objętość V_0 wypełniona jest jednorodną cieczą. Zatem sprężaniu podlega tylko paliwo i dla obliczenia entalpii wystarczy podstawić zależność (12) do (2), a następnie obliczyć całkę w granicach od ciśnienia otoczenia p_0 do ciśnienia p_w występującego w czasie wtrysku.

Dla przypadku paliwa z gazem sytuacja jest bardziej złożona. Jeżeli założyć, że proces rozpuszczania gazu w paliwie następuje w pompie, to objętość V_0 wypełniona jest paliwem tylko częściowo. Znacznie większą część tej objętości zajmować będzie nierozpuszczony gaz. W trakcie zmniejszania objętości i związanego z tym wzrostu ciśnienia gaz przechodzić będzie w stan roztworu i tym samym zajmowana przez niego objętość będzie zmniejszać się, aż do zera przy całkowitym rozpuszczeniu. Od tego momentu sprężaniu podlegać będzie tylko roztwór paliwa z gazem. Zatem w początkowej fazie procesu tłoczenia sprężaniu podlega czynnik dwufazowy, przy czym faza ciekła zmienia skład (zwiększa się stężenie gazu) a objętość fazy gazowej zmniejsza się. W drugiej fazie, po całkowitym rozpuszczeniu gazu, sprężany jest jednorodny roztwór. Fakt ten należy uwzględnić przy obliczaniu zmiany entalpii podczas sprężania. Do momentu całkowitego rozpuszczenia gazu przyrost entalpii w analizowanej objętości liczyć należy jako sumę przyrostów entalpii fazy ciekłej i fazy gazowej. Po zakończeniu rozpuszczania w objętości istnieje tylko faza ciekła. Entalpię fazy ciekłej można wyliczyć w oparciu o zależność (14), zaś dla fazy gazowej – w oparciu o powszechnie znane równanie stanu dla gazów.

4.2. Równanie stanu fazy gazowej

Proces sprężania gazu przebiega w otoczeniu cieczy, czynnika posiadającego duże ciepło właściwe i utajone ciepło parowania. W rzeczywistej konstrukcji następować będzie również odprowadzenie ciepła do ścianek pompy. Dla po-

$$V = \frac{V_{po}}{\left| \frac{a \cdot p_z + b + \sqrt{b^2 - a \cdot c}}{a \cdot p_z + b - \sqrt{b^2 - a \cdot c}} \right|^{\frac{1}{2\sqrt{b^2 - a \cdot c}}} \cdot \left| \frac{a \cdot p + b + \sqrt{b^2 - a \cdot c}}{a \cdot p + b - \sqrt{b^2 - a \cdot c}} \right|^{\frac{1}{2\sqrt{b^2 - a \cdot c}}}} \quad (14)$$

The expression (14) is the equation of state for fuel with gas solution, which can be applied to calculate the change of enthalpy of the solutions during compression expressed by the equation (2).

In case of the fuel without gas the whole volume V_0 is filled up with a homogeneous liquid. Thus, only the fuel is subject to compression and to calculate the enthalpy it is sufficient to put the relation (12) into the relation (2), and then to calculate the integral under the limits of integration from the ambient pressure p_0 to the pressure p_w during the injection time.

The situation is more complex in the case of the fuel and gas scenario. If it is assumed that the process of dissolution of gas in the fuel proceeds in a pump, the volume V_0 is partly filled up with fuel. The undissolved gas will occupy a significantly larger part of this volume. Gas, decreasing the volume and consequently, increasing the pressure, will be passing to the liquid state and thus the volume occupied by it will be reduced to zero at the completed dissolving. From then on only the solution of the fuel with gas will be subject to compression. Thus, at the initial phase of the delivery process, two-phase medium is subject to compression and at the same time the liquid phase changes its composition (the concentration of gas increases) and the volume of the gaseous phase decreases. At the second phase, after the complete gas dissolving, the homogenous solution is being compressed. This fact should be taken into consideration when calculating the change of enthalpy during compression. Until the gas is completely dissolved an increase in enthalpy in the analysed volume should be considered as the sum of the increments of enthalpy of the liquid and gaseous phases. When the dissolving is completed there is only one liquid phase in the volume, the enthalpy for a liquid phase can be calculated based on the relation (14) and for the gaseous phase – based on the widely-known equation of state for gases.

4.2. The gaseous phase state equation

The process of gas compression proceeds in a liquid environment in a medium having high specific heat and latent heat of vaporization. In a real construction a transmission of heat to the walls of a pump will also proceed. For the sake of evaluation of the differences in the energetic process it is assumed that in these conditions the compression process performance is of the isothermal nature. To simplify the calculation it is also assumed that the ideal gas is being compressed ($R = \text{const}$). For the initial position of the pump plunger (a state indexed with 0) and at any moment of the process the equation of state can be expressed in the following form:

trzeb oszacowania różnic efektu energetycznego założono, że w tych warunkach przebieg procesu sprężania będzie miał charakter izotermiczny. Dla uproszczenia obliczeń przyjęto również, że sprężany jest gaz doskonały ($R = \text{const}$). Dla początkowego położenia tłoczka pompy (stan oznaczony indeksem 0) i dowolnego momentu procesu równanie stanu można zapisać:

$$p_o \cdot V_{go} = m_{go} \cdot R \cdot T_o \quad \text{i} \quad p \cdot V_g = m_g \cdot R \cdot T, \quad (15)$$

gdzie m_g oznacza masę gazu, zaś V_g – część analizowanej objętości V , zajmowanej przez gaz. Chwilową wartość m_g można wyrazić, jako:

$$m_g = m_{go} - \Delta m_g, \quad (16)$$

gdzie Δm_g oznacza masę gazu, jaka ubyła z objętości V_{go} na skutek rozpuszczania pod ciśnieniem p . Dzieliąc stronami równania (15) i uwzględniając (16) po przekształceniu otrzymuje się:

$$V_g = \frac{p_o V_{go}}{m_{go}} \cdot \frac{m_{go} - \Delta m_g}{p}. \quad (17)$$

Ilość gazu, jaka przeszła do roztworu wyznaczyć można w oparciu o współczynnik rozpuszczalności gazów w cieczach q [$\text{g}/(100 \text{ g}_{\text{pal}})$] – określa on ilość gramów gazu, jaka rozpuści się w 100 g paliwa [1]. Wg badań w y k o n a n y c h przez autorów [4] współczynnik rozpuszczania gazów w oleju napędowym w funkcji ciśnienia można opisać przybliżoną zależnością w postaci: $q = a_o + a_1 \cdot p + a_2 \cdot p^2$. Dla powietrza, kiedy $a = 0,005$ można założyć, że zależność ta ma charakter liniowy w postaci:

$$q = 0,00125 \cdot p. \quad (18)$$

Objętość V_g gazu zmieniać się będzie zgodnie z zależnością:

$$V_g = \frac{p_o V_{go}}{m_{go}} \cdot \frac{m_{go} - 0,00125 \cdot p}{p}. \quad (19)$$

Wartość ciśnienia górnej granicy całkowania (wartości ciśnienia p_z) dla okresu sprężania, przy którym cała faza gazowa przejdzie do roztworu, zależy zarówno od ilości paliwa jak i ilości gazu doprowadzonego do analizowanej objętości. Dla przypadku powietrza związek ten ma charakter pokazany

$$p_o \cdot V_{go} = m_{go} \cdot R \cdot T_o \quad \text{and} \quad p \cdot V_g = m_g \cdot R \cdot T \quad (15)$$

where m_g stands for the mass of gas, V_g – part of the considered volume V occupied by gas. The momentary value m_g can be defined as:

$$m_g = m_{go} - \Delta m_g \quad (16)$$

and Δm_g means a mass decrement from the volume V_{go} as a result of dissolving under the pressure p . Dividing both sides of the equations (15), taking (16) into consideration and rearranging the equation an expression in the form of (17) can be obtained.

$$V_g = \frac{p_o V_{go}}{m_{go}} \cdot \frac{m_{go} - \Delta m_g}{p} \quad (17)$$

The amount of gas which is passed to a solution can be determined based on the coefficient of solubility of gases in liquids q [$\text{g}/(100 \text{ g}_{\text{pal}})$] – it determines a number of grams of gas which can be dissolved in 100 g of fuel [1]. Based on the results of examinations performed by the authors [4], the coefficient of solubility of gases in the fuel oil as a function of pressure can be expressed by an approximate relation in a

form of $q = a_o + a_1 \cdot p + a_2 \cdot p^2$. In case of air, if $a = 0,005$ it can be assumed that this relation is linear and expressed in a form of:

$$q = 0,00125 \cdot p. \quad (18)$$

The gas volume V_g will change in accordance with the relation:

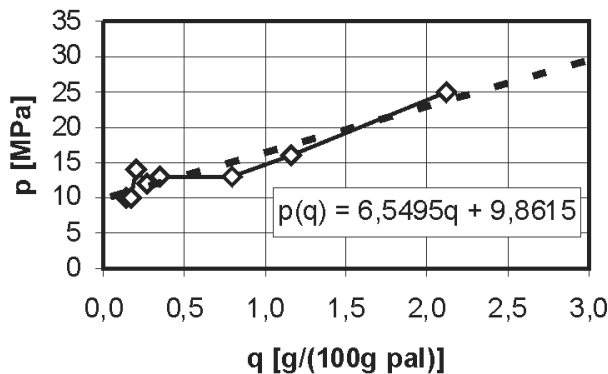
$$V_g = \frac{p_o V_{go}}{m_{go}} \cdot \frac{m_{go} - 0,00125 \cdot p}{p} \quad (19)$$

The value of pressure of the upper integration limit (value of pressure p_z) for the compression cycle, at which the whole gaseous phase passes to the solution, depends both on the amount of fuel and the amount of gas delivered to the considered volume. In case of air this relation is of a nature shown in Fig. 3.

A linear reduction in a form of expression (20) is used in the further analysis.

$$p(q) = 6,5495 \cdot q + 9,8615 \quad (20)$$

The absolute mass of air used for the reasons of the spraying improvement depends on the mass of fuel m_p , that must be supplied to a system in order to obtain the necessary torque, and on the assumed value q . Thereby, any value m_g can be theoretically considered. However, in practice, this value results from the assumed design of a high pressure pump (pump's volume V_o) and pressure on the gas supply side. To get the change of the amount of the delivered gas to a dose m_p the value q should be changed. It will obviously result in a pressure change in accordance with the equation (20) at which the whole gaseous phase will pass into the state of solution. The value of pressure p_z determin-



Rys. 3. Minimalny poziom ciśnienia niezbędny do całkowitego rozpuszczenia powietrza (przytoczone równanie opisuje linię trendu)

Fig.3. Minimum pressure level needed for complete air dissolving (considered equation presents a tendency line)

na rysunku 3. W dalszej analizie wykorzystano uproszczenie liniowe o postaci:

$$p(q) = 6,5495 \cdot q + 9,8615. \quad (20)$$

Bezwzględna masa powietrza wykorzystanego dla potrzeb wspomagania rozpylenia zależy od masy paliwa m_p , jaka musi być dostarczona do obiegu dla uzyskania wymaganego momentu obrotowego oraz od przyjętej wartości q . Tym samym teoretycznie rozpatrywać można jej dowolną wartość m_p . Jednak w praktyce wartość ta wynikać będzie z przyjętej konstrukcji pompy wysokiego ciśnienia (wartości objętości V_o pompy) oraz ciśnienia po stronie zasilania gazem. Dla uzyskania zmiany ilości gazu doprowadzonego do dawki m_p , należy zmienić wartość q . Wywoła to oczywiście sprzężoną równaniem (20) zmianę ciśnienia, przy którym cała faza gazowa przejdzie w stan roztworu. Z wzoru tego wynika wartość ciśnienia p_z , ustalająca granice całkowania: dla fazy gazowej jest to górna granica całkowania, a dla roztworu – dolna granica całkowania.

4.3. Związki wykorzystane do obliczenia zmiany entalpii

Uwzględniając uwagi i zależności wyprowadzone we wcześniejszych rozdziałach zmianę entalpii podczas sprężania można wyliczyć z następujących zależności:

a) dla czystego paliwa:

$$\Delta H = H_2 - H_1 = \int_{p_o}^{p_w} V dp = \frac{V_{p_o}}{(a \cdot p_o + b)^{\frac{1}{a}}} \cdot \int_{p_o}^{p_w} (a \cdot p + b)^{-\frac{1}{a}} dp \quad (21)$$

gdzie V_{p_o} oznacza objętość początkową zajmowaną przez paliwo w fazie ciekłej,

b) dla paliwa z gazem:

1) faza I dla części ciekłej. Górna granica całkowania równa jest p_z . Ponieważ wartość p_z jest stosunkowo mała w porównaniu do p_w , zaniedbano fakt powstawania roztworu i przyrost entalpii ΔH_c liczono jak dla przypadku czystego paliwa;

2) faza I dla części gazowej:

$$\Delta H_g = H_2 - H_1 = \frac{p_o V_{go}}{m_{go}} \cdot \int_{p_o}^{p_z} \frac{m_{go} - 0,00125 \cdot p}{p} \cdot dp \quad (22)$$

gdzie V_{go} oznacza objętość zajmowaną przez gaz, odpowiednią dla założonej dawki paliwa i przyjętej wartości współczynnika rozpuszczalności gazu w paliwie. Całkowity przyrost entalpii dla fazy I równy jest sumie:

$$\Delta H_I = \Delta H_c + \Delta H_g; \quad (23)$$

3) faza II – w analizowanej objętości znajduje się roztwór a granice całkowania wynoszą: dolna – p_z , górna – p_w .

ing the integration limits results from this formulation; it is the upper integration limit for the gaseous phase and the lower integration limit for the solution.

4.3. The relations applied for calculation of the enthalpy changes

Taking into account the remarks and relations derived in the previous chapter the enthalpy changes during the compression can be calculated from the following relations::

a) For pure fuel:

$$\Delta H = H_2 - H_1 = \int_{p_o}^{p_w} V dp = \frac{V_{p_o}}{(a \cdot p_o + b)^{\frac{1}{a}}} \cdot \int_{p_o}^{p_w} (a \cdot p + b)^{-\frac{1}{a}} dp \quad (21)$$

where V_{p_o} stands for the initial volume occupied by fuel in a liquid phase:;

b) For fuel/gas

1) Phase I for the liquid part. The upper integration limit equals p_z . As the value p_z is relatively small in comparison with p_w , the fact of forming the solution is omitted and the enthalpy increment ΔH_c is calculated as in the case of pure fuel.

2) Phase I for the gaseous part::

$$\Delta H_g = H_2 - H_1 = \frac{p_o V_{go}}{m_{go}} \cdot \int_{p_o}^{p_z} \frac{m_{go} - 0,00125 \cdot p}{p} \cdot dp \quad (22)$$

where V_{go} stands for the volume occupied by gas appropriate for the assumed fuel dose and the assumed value of the coefficient of solubility of gas in fuel. The complete increment of enthalpy for the phase I equals to a sum:

$$\Delta H_I = \Delta H_c + \Delta H_g \quad (23)$$

3) Phase II – there is a solution in the considered volume and the integration limits are as follows: lower – p_z , upper – p_w .

$$\Delta H_{II} = H_2 - H_1 = \frac{V_{p_o}}{\left[\frac{a \cdot p_z + b + \sqrt{b^2 - a \cdot c}}{a \cdot p_z + b - \sqrt{b^2 - a \cdot c}} \right]^{\frac{1}{2\sqrt{b^2 - a \cdot c}}}} \cdot \int_{p_z}^{p_w} \left[\frac{a \cdot p + b + \sqrt{b^2 - a \cdot c}}{a \cdot p + b - \sqrt{b^2 - a \cdot c}} \right]^{\frac{1}{2\sqrt{b^2 - a \cdot c}}} dp \quad (24)$$

The total change of enthalpy is:

$$\Delta H = \Delta H_I + \Delta H_{II}.$$

$$\Delta H_{II} = H_2 - H_1 = \frac{V_{po}}{\int_{p_z}^{p_w} \frac{a \cdot p + b + \sqrt{b^2 - a \cdot c}}{a \cdot p + b - \sqrt{b^2 - a \cdot c}} \frac{1}{2\sqrt{b^2 - a \cdot c}} dp} \quad (24)$$

i całkowita zmiana entalpii wyniesie:

$$\Delta H = \Delta H_I + \Delta H_{II}$$

4.4. Przykład liczbowy

Wyprowadzone zależności wykorzystano do obliczenia różnic energetycznych pomiędzy sprężaniem paliwa bez gazu i sprężaniem paliwa z gazem, przy czym jako gaz przyjęto powietrze. Ilość entalpii, jaką należy doprowadzić do paliwa podczas procesu sprężania obliczono dla następującego przykładu:

- w obu przypadkach przyjęto identyczne warunki odniesienia: ciśnienie $p_0 = 100000$ [Pa], temperatura $T_0 = 293$ [K],
- w obu przypadkach dawka paliwa przypadająca na jeden wtrysk wynosi $m_p = 100$ g, co przy gęstości $\rho = 830$ [kg/m³] zajmuje objętość około $V_{po} = 0,00012$ [m³],
- wartość współczynnika rozpuszczalności powietrza w paliwie przyjęto równą $q = 0,003$ [g/100g_{pal}], co przy założonej dawce paliwa ustala masę wykorzystanego powietrza na około $m_{go} = m_p \cdot \frac{q}{100} = 0,00013$ [kg],
- objętość zajmowana przez masę powietrza wynosi około: $V_{go} = 0,00000246$ [m³] (obliczono z równania stanu dla przyjętych warunków odniesienia),
- do przyjętej wartości q ciśnienie, przy którym nastąpi zanik fazy gazowej wynosi: $p_z = 9,88$ [MPa] (wyliczone w oparciu o linie trendu (20)); wartość ta stanowi górną granicę całkowania pierwszej części procesu sprężania, oraz dolną granicę sprężania roztworu (bez fazy gazowej) dla drugiej części sprężania,
- w obu przypadkach ciśnienie wtrysku wynosi $p_w = 50$ [MPa]; jest to górna granica całkowania dla obu rozważanych przypadkach;
- do opisu modułu ściśliwości paliwa bez powietrza przyjęto następujące współczynniki: $a = 13,73$, $b = 1444,2$ (wg Pereplina i Isajewa, por. [3]).

Wyniki obliczeń zmian entalpii

Dla przyjętych przykładowych wartości ilość entalpii, którą należy doprowadzić podczas sprężania wynosi około:

- dla przypadku sprężania paliwa bez powietrza – $\Delta H_{pal} = 7090$ [J],
- dla przypadku sprężania roztworu – $\Delta H_{roz} = 7190$ [J],
- dla przypadku sprężania fazy gazowej – $\Delta H_{pow} = 10120$ [J],

Zatem różnica w ilości doprowadzonej podczas sprężania entalpii wynosi około $\Delta H = (\Delta H_{roz} + \Delta H_{pow}) - \Delta H_{pal} = (10120 + 7120) - 7090 = 10150$ [J].

4.4. The numerical example

The derived relations were applied for calculating the energetic differences between the compression of fuel without gas and the compression of fuel with gas, while the air here is assumed as a gas. The amount of enthalpy, which should be delivered to the fuel during the process of compression, is calculated for the following example:

- For both cases the identical reference conditions are assumed: $p_0 = 100000$ [Pa], temperature $T_0 = 293$ [K],
- For both cases, a dose of fuel per one injection is $m_p = 100$ g and at density of $\rho = 830$ [kg/m³] occupies the volume $V_{po} = 0,00012$ [m³],
- The value of coefficient of solubility of air in fuel is assumed to be of $q = 0,003$ [g/100g_{pal}] which, at the assumed dose of fuel, determines the mass of used air of

$$\text{about: } m_{go} = m_p \cdot \frac{q}{100} = 0,00013 \text{ [kg],}$$

- The volume occupied by air mass is $V_{go} = 0,00000246$ [m³] (calculated from the equation of state for the assumed reference conditions),
- For the assumed value q , the pressure at which the decay of the gaseous phase is $p_z = 9,88$ [MPa] (calculated on the tendency lines (20)); this value is an upper integration limit for the first part of the compression process, and it is a lower limit of the solution compression (without the gaseous phase) for the second part of compression;
- For both cases the injection friction is $p_w = 50$ [MPa] it is the upper limit of integration for both discussed cases;
- For the description of the compression modulus of fuel without air the following coefficients are assumed $a = 13,73$, $b = 1444,2$ (according to Pereplina and Isajew[3]).

The results of the calculation of the enthalpy changes

For the assumed exemplary values the amount of enthalpy, which should be added during the compression is of about

- $\Delta H_{pal} = 7090$ [J] – for the instance of the compression of fuel without air,
- $\Delta H_{roz} = 7190$ [J] – for the instance of the solution compression,
- $\Delta H_{pow} = 10120$ [J] – for the instance of the compression of gaseous phase.

Thereby, the difference of the amount of enthalpy added during the compression is about: $\Delta H = (\Delta H_{roz} + \Delta H_{pow}) - \Delta H_{pal} = (10120 + 7120) - 7090 = 10150$ [J].

At the set simplifying assumptions the obtained result for the change of enthalpy is surely not accurate and it should be considered as an evaluation of the changes of energy, even though it has a very significant meaning. Owing to the addition of the air (a small amount in the discussed case) the thermodynamic potential of the injected fuel increased by about 1,5 times. This increase is obtained due to the presence of the gaseous phase, as the change of enthalpy of the liquid phase is almost unchanged. The increase

Przy przyjętych założeniach upraszczających uzyskany wynik zmiany entalpii niewątpliwie nie jest ścisły i należy go traktować jako oszacowanie zmian energii. Mimo to posiada bardzo istotną wartość. Dzięki wprowadzeniu powietrza (w analizowanym przypadku niewielkiej ilości) potencjał termodynamiczny wtryskiwanego paliwa wzrósł około 1,5 razy. Przyrost ten uzyskiwany jest dzięki obecności fazy gazowej, gdyż zmiana entalpii fazy ciekłej prawie nie uległa zmianie. Zwiększenie ilości fazy gazowej oznacza wzrost potencjału termodynamicznego. Fakt ten jest bardzo korzystny, gdyż z teoretycznego punktu widzenia ilość fazy gazowej (masa powietrza) wykorzystanej w trakcie sprężania może być dowolna. Dla wykorzystania efektu uwalniania gazu z roztworu musi być ona większa niż w rozpatrywanym przykładzie. Przy przyjętym współczynniku rozpuszczalności ciśnienie stanu równowagowego osiąga wartość rzędu 10 [MPa], a więc jest porównywalne z ciśnieniem spalania w silnikach wolnossących i niższe od ciśnień spotykanych podczas procesu spalania w silnikach doładowanych. Zatem bodziec (różnica ciśnień) wywołujący uwalnianie gazu działać będzie stosunkowo słabo.

5. Podsumowanie

Zwiększenie potencjału termodynamicznego roztworu uzyskuje się dzięki zwiększeniu doprowadzonej z zewnątrz (z wału korbowego) pracy sprężania. Potencjał ten jednak nie ginie (nie rozprasza się) na drodze do rozpylacza i nie pozostaje uwięziony w paliwie po realizacji rozpylenia. Uwalnia się w procesie wtrysku, a więc w procesie rozpylenia. W związku z tym rodzi się podstawowe pytanie, czy jego uwalnianie przekłada się na poprawę rozpylenia, a jeżeli tak, to który z parametrów strugi zmienia się najbardziej?

Wzrost energii kinetycznej strugi wymaga zwiększenia prędkości wypływu paliwa z otworków rozpylacza, co prowadzi do zwiększenia zasięgu strugi. Gdyby ten fakt miał miejsce, to większa prędkość wypływu oznacza również poprawę rozpylenia, a więc pozytywny skutek oddziaływania większego potencjału strugi. Jednak bodźcem wywołującym przepływ (prędkość) jest różnica ciśnień. Jeżeli bodziec ten nie zostanie zmieniony, to nie ma podstaw do stwierdzenia zmiany prędkości wypływu. Przyjęcie równej dla obu przypadków górnej granicy całkowania oznacza, że bodziec ten nie został zmieniony. W związku z tym nie ma podstaw do przypuszczenia, że wzrost potencjału strugi przełoży się na przyrost energii kinetycznej.

Można zatem stwierdzić, że proces uwalniania się gazu z paliwa następować będzie poza otworkiem rozpylacza, w trakcie rozpadu strugi. Jeżeli tak, to zgodnie z zasadą zachowania energii nadwyżka energii roztworu w porównaniu do energii paliwa bez gazu musi być przejęta przez krople, gdyż jest ona w nich rozproszona. Ciśnienie otoczenia kropeł (panujące w komorze spalania) z założenia jest zdecydowanie niższe od ciśnienia stanu równowagowego roztworu w układzie wtryskowym. W związku z tym musi zadziałać bodziec nierównowagowy wywołujący nieuchronne uwalnianie się gazu z roztworu. Jeżeli przy tym uwzględnić fakt, że proces ten zachodzi w obrębie kropli paliwa, w której faza ciekła utrzymywana

in the amount of the gaseous phase means an increase in the thermodynamic potential. This fact is very advantageous as from the theoretical point of view any amount of the gaseous phase (a mass of air) can be applied during the compression. In order to make the use of the effect of the gas release from a solution possible it must be higher than in the discussed example. At the assumed coefficient of solubility the pressure for the state of balance reaches a value of 10 [MPa], thus, it is comparable with the pressure of compression in the normally aspirated (uncharged) engines and higher than pressures met during the combustion process in the supercharged engines. Thereby, action of stimulus (the difference of pressures) causing the release of gas will be relatively insignificant.

5. Summary

An increase in the thermodynamic potential can be obtained due to increasing the compression work supplied from the outside (from the crankshaft). However, this potential is not lost (scattered) on its way to the nozzle and it is not trapped in the fuel after spraying. It is released in the injection process, i.e. in the process of spraying. Therefore, the basic question appears, whether its release can be seen as the improvement of spraying, and if yes, which one of the stream parameters changes in the most significant way. An increase in the stream kinetic energy needs increasing the velocity of fuel outflow from the nozzle holes which tends to increase in the stream range. If this fact occurs, the higher velocity of outflow also means the improvement of spraying, that is a positive result of the higher stream potential effect. However, the stimulus causing the flow (velocity) is the differences of pressures. If this stimulus is not changed there are not any sufficient grounds for noting any change of the outflow velocity. Assuming the upper limit of integration - same for both cases - means that this stimulus was not changed. In this connection, there are not any grounds for the supposition that an increase of the stream potential can be seen in the increase of the kinetic energy increment. Thereby, it can be stated that a process of the gas release from the fuel will occur outside the nozzle hole during the spray disintegration. If yes, according to the principle of conservation of energy, an excess of the energy of solution, in comparison to the energy of fuel without gas, must be taken by droplets because it is scattered by them. The droplet ambient pressure (in combustion chamber) is originally lower than the balance state pressure of the solution in the injection system. In this connection the unbalance state stimulus must take action causing an unavoidable release of gas from the solution. When considering the fact that this process occurs within the fuel droplet, in which the liquid state is kept by relatively subtle forces (of the surface tension), only one conclusion can be drawn. The process of the gas release from the droplet must be performed in a way as presented in the description of the concept of the spraying improvement, i.e. it must make the subdivision of droplets easier and thereby improve the spraying pattern.

jest przez względnie subtelne siły (napięcia powierzchniowego), to nasuwa się tylko jeden wniosek. Proces uwalniania gazu z kropli musi przebiegać tak, jak to przedstawiono w opisie koncepcji wspomaganego rozpylenia, tj. ułatwiać rozpad krolek paliwa i tym samym poprawiać strukturę rozpylenia.

Autorzy chcą zwrócić uwagę na dodatkowe potencjalne możliwości związane z obecnością gazu w paliwie. Proces spalania w silniku wysokoprężnym od chwili jego zainicjowania jest niesterowalny. Na jego kinetykę można wpływać jedynie poprzez kształtowanie warunków fizycznych (temperatura, ciśnienie, struktura rozpylenia, proporcja powietrza do paliwa itp.), towarzyszących początkowi spalania. Sukces układu CR w porównaniu do wcześniejszych rozwiązań układów wtryskowych wynika z łatwej do uzyskania możliwości oddziaływania na te parametry. Wprowadzenie gazu do paliwa oznacza wprowadzenie jeszcze jednego czynnika fizycznego, którym można sterować. Można bowiem zmieniać np. ilość gazu wykorzystanego dla potrzeb rozpylenia, jego temperaturę itp. Tzn. można wpływać na stan termodynamiczny paliwa, a więc jego przygotowanie do spalania w chwili samozapłonu i dostosowywać go tym samym do zmieniających się warunków pracy silnika.

W oparciu o przedstawione rozważania można wyciągnąć podstawowy wniosek: opisany mechanizm wspomaganego rozpylenia paliwa za pomocą rozpuszczonego w nim gazu rokuje duże nadzieje na poprawę procesu rozpylenia i tym samym poprawę procesu spalania. Oszacowana znaczna różnica energii sprężania pozwala przypuszczać, że uzyskać ją będzie można przy ciśnieniu wtrysku niewiele odbiegającym od spotykanego w konwencjonalnych układach wtryskowych.

Though it has not been definitely proven above, the authors would like to take note of the additional potential possibilities concerning the presence of gas in the fuel. The combustion process in the compression-ignition engines is not controllable from its very beginning. The kinetics of this process can be affected only through the formation of relevant physical conditions (temperature, pressure, spraying pattern, air-to-fuel ratio etc.), which are accompanying the onset of the combustion process. The success of the CR system design in comparison to the previous solutions of the injection systems results from an easy-to-obtain chance to affect these parameters. Adding air to fuel means the introduction of yet another physical factor that can be controlled, for example, the amount of gas used for spraying, or its temperature which can be changed. It means that it is possible to affect the thermodynamic fuel condition, thereby, its preparation for combustion at the moment of self-ignition and by the same token, to adapt it to the changeable conditions of the engine operation. Based on the presented analysis one main conclusion can be drawn: the described mechanism of the improvement of spraying of fuel by use of the gas dissolved in it holds a promise as to the improvement of the spraying process and by the same token, the improvement of the combustion process. The evaluated significant difference of the energy of combustion allows to suppose that it will be possible to obtain at the injection pressure slightly different from the one met in the traditional injection systems.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Chemia fizyczna. Praca zbiorowa, Warszawa, PWN 1980.
- [2] Poradnik fizykochemiczny. Praca zbiorowa, Warszawa, WNT 1974.
- [3] Falkowski H., Hauser G., Janiszewski T., Jaskuła A.: Układy wtryskowe silników wysokoprężnych. Warszawa, WKiŁ 1989.
- [4] Kozak W., Markowski J.: Współczynnik rozpuszczalności powietrza i spalin w oleju napędowym. Archiwum Spalania, nr 2-4, 2003.
- [5] Poradnik Matematyczny. Praca zbiorowa, Warszawa, PWN 1980.

* Dr inż. Władysław Kozak – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Władysław Kozak Ph.D. M.E. – Doctor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.



** Mgr inż. Maciej Bajerlein – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Maciej Bajerlein M.E. – Postgraduate in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.



*** Mgr inż. Jarosław Markowski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Mr Jarosław Markowski M.E. – Postgraduate in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznań University of Technology.

