PRACE NAUKOWE Akademii im. Jana Długosza w Częstochowie
SERIA: Edukacja Techniczna i Informatyczna 2011 z. VI

M. Sosnowski, [1]A. Kociszewski, [1]A. Jamrozik, [1]W. Tutak
Akademia im. Jana Długosza
[1]*Politechnika Częstochowska*

ANALIZA NUMERYCZNA OBIEGU CIEPLNEGO WIELOŚWIECOWEGO SILNIKA ZI

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki trójwymiarowego modelowania procesu spalania w silniku ZI z zapłonem wielopunktowym. Porównano wyniki symulacji dla silnika z jedną, dwoma, trzema i czterema świecami zapłonowymi.

Słowa kluczowe: silnik wieloświecowy, modelowanie, współczynnik nadmiaru powietrza, mieszanka uboga.

Wstęp

Wprowadzanie coraz to ostrzejszych norm dotyczących składników toksycznych emitowanych przez silniki tłokowe wymusza zmiany w konstrukcji tych silników. Skuteczne obniżenie emisji składników toksycznych oraz zwiększenie sprawności silników ZI można uzyskać poprzez spalanie mieszanek zubożonych. Wiąże się to jednak z pewnymi problemami takimi jak np. spadek szybkości rozprzestrzeniania się płomienia czy też wysoka niepowtarzalność pracy silnika. Niedogodności te można częściowo zniwelować m.in. poprzez wprowadzenie zapłonu wielopunktowego [7, 8, 9, 17].

Jednym z kierunków badań Instytutu Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania są prace eksperymentalne oraz modelowanie 3D obiegu cieplnego silnika ZI, przy wykorzystaniu programu KIVA-3V, a także programu AVL FIRE - [4, 5, 6, 10—16].

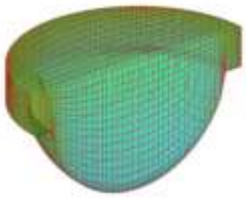
Modelowanie procesu spalania

Modelowanie numeryczne przeprowadzono przy pomocy programu KIVA-3V [2], który pozwala na obliczanie przepływów trójwymiarowych w komorach silników spalinowych o dowolnej geometrii, z uwzględnieniem turbulencji oraz wymiany ciepła ze ściankami. Siatkę geometryczną (rys. 1) opisującą kształt komory spalania wykonano na podstawie danych rzeczywistego silnika badawczego *ZI* typu S320 ER [3, 4].

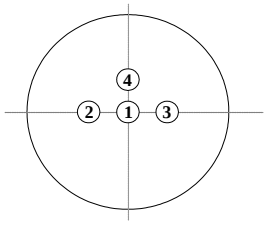
Tabela 1. Główne parametry silnika rzeczywistego

objętość skokowa	.....	1810 cm^3
liczba cylindrów	.....	1
układ cylindra	.....	poziomy
średnica cylindra	.....	120 mm
promień wykorbienia	.....	80 mm
długość korbowodu	.....	275 mm
skok tłoka	.....	160 mm
stopień sprężania	.....	8.5
prędkość obrotowa	.....	1000 obr/min
liczba świec zapłonowych	.....	8

Symulacje procesu spalania przeprowadzono dla paliwa ciekłego (benzyna) przy dwóch wartościach współczynnika nadmiaru powietrza ($\lambda = 1{,}8\ i\ 2{,}0$) i dla czterech następujących kombinacji świec zapłonowych: 1, 1—2, 1—2—3, 1—2—3—4. Rozmieszczenie świec zapłonowych w komorze spalania przedstawia rys. 2.



Rys. 1. Siatka geometryczna komory spalania



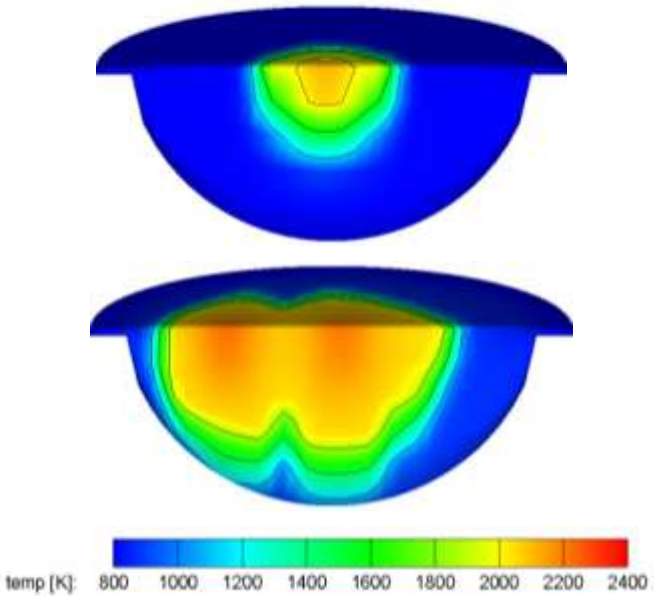
Rys. 2. Rozmieszczenie świec zapłonowych

Analizę procesu spalania rozpoczęto od kąta obrotu wału korbowego wynoszącego 220° OWK, a zakończono na 494° OWK, co odpowiada fazom rozrządu silnika badawczego, czyli zamknięciu zaworów dolotowych i początkowi otwarcia zaworów wylotowych. Kąt wyprzedzenia zapłonu ustalono na poziomie 348° OWK dla $\lambda = 1{,}8$ oraz 346° OWK dla $\lambda = 2{,}0$.

Dane wyjściowe przedstawiono w postaci graficznej, jako slajdy z postprocesora GMV [1] oraz jako przebiegi ciśnienia i temperatury (wartości średnie z całej objętości cylindra) w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

Na poniższych rysunkach przedstawiono rozkład temperatury w komorze spalania jaki wystąpił przy poszczególnych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza i dla kolejnych konfiguracji świec zapłonowych oraz przebiegi ciśnienia i temperatury w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Czasoprzestrzenny rozkład temperatury pokazano dla kąta obrotu wału korbowego wynoszącego 5° po górnym martwym położeniu tłoka (GMP).

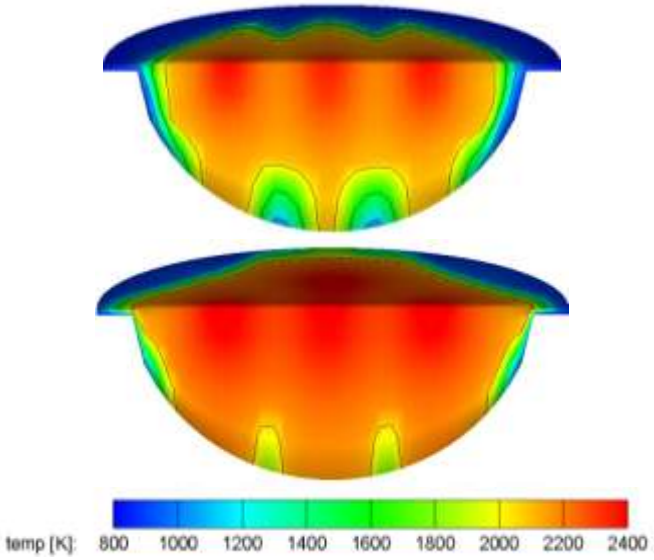
Rozkład temperatury oraz przebiegi ciśnienia i temperatury w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1{,}8$ przedstawiono na rys. 3 do 6.



Rys. 3. Rozkład temperatury dla jednej i dwóch świec zapłonowych przy λ = 1,8 i dla 5° OWK po GMP

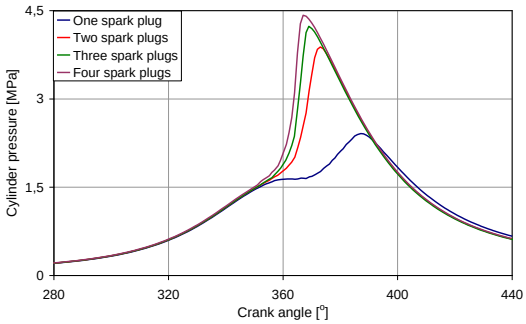
Z rys. 3 wynika, że zastosowanie dwóch świec zapłonowych przyspieszyło proces spalania, ponieważ znacznie większa część ładunku ulega spalaniu

i osiąga wysokie temperatury rzędu 2000 K. Wzrosła również maksymalna temperatura w cylindrze i przy położeniu tłoka 5° OWK po GMP wyniosła 2200 K przy dwóch świecach zapłonowych oraz 2100 K dla pracującej jednej świecy zapłonowej.

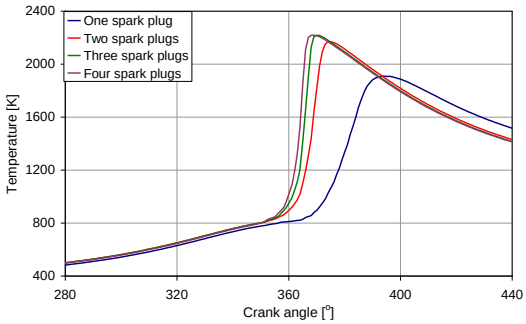


Rys. 4. Rozkład temperatury dla trzech i czterech świec zapłonowych przy λ = 1,8 i dla 5° OWK po GMP

Dalszy wzrost liczby czynnych świec zapłonowych (rys. 4) przyczynił się do spalania ładunku w znacznie większej objętości niż miało to miejsce dla jednej świecy zapłonowej – rys. 3. Maksymalna temperatura występująca w cylindrze przy 5° OWK po GMP osiągnęła wartość 2300 K dla trzech świec zapłonowych oraz 2400 K dla czterech czynnych świec zapłonowych. Na rys. 5 i 6 przedstawiono przebiegi ciśnienia i temperatury (wartości średnie dla całej objętości komory spalania) w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

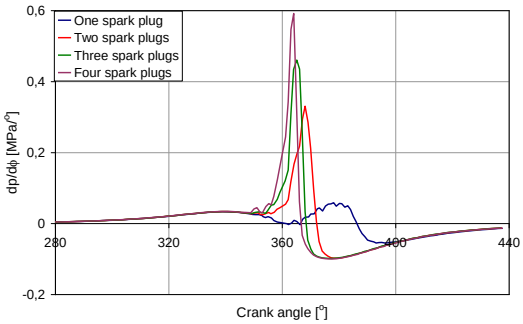


Rys. 5. Przebieg ciśnienia w cylindrze dla czterech konfiguracji świec zapłonowych przy $\lambda = 1{,}8$



Rys. 6. Przebieg temperatury w cylindrze dla czterech konfiguracji świec zapłonowych przy $\lambda = 1{,}8$

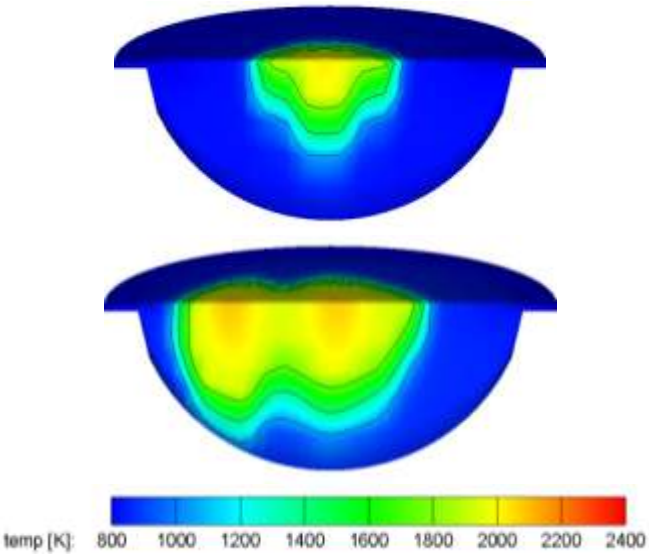
Można zauważyć, że proces spalania dla jednego punktu zapłonu był bardzo wydłużony w czasie. Ciśnienie maksymalne o wartości 2.4 MPa wystąpiło przy kącie 388° OWK, natomiast maksimum temperatury równe 1910 K przypadło na 396° OWK. Zastosowanie większej liczby punktów zapłonu spowodowało znaczne przyspieszenie procesu spalania i wzrost maksymalnych wartości ciśnienia i temperatury. Największe przyrosty można zaobserwować dla czterech punktów zapłonu, gdzie maksymalne ciśnienie osiągnęło wartość 4.4 MPa przy 367° OWK a maksimum temperatury równe 2220 K wystąpiło przy 369° OWK. W porównaniu z procesem spalania dla jednej centralnej świecy zapłonowej otrzymano ponad 80% przyrost ciśnienia maksymalnego. Dziesięciokrotnie również, wzrosła szybkość narastania ciśnienia $dp/d\phi$ z wartości maksymalnej 0,059 MPa/° dla jednej świecy do wartości maksymalnej 0,59 MPa/° dla czterech świec – rys. 7.



Rys. 7. Szybkość narastania ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla jednej i czterech świec zapłonowych

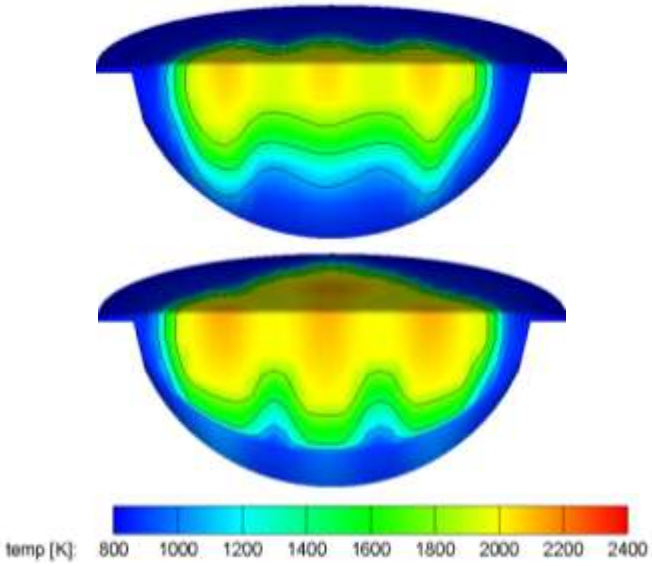
Następnym punktem symulacji było modelowanie procesu spalania bardzo ubogiej mieszanki benzyny z powietrzem o współczynniku nadmiaru powietrza równym 2,0.

Czasoprzestrzenny rozkład temperatury oraz przebiegi ciśnienia i temperatury (wartości średnie dla całej objętości komory spalania) w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 2{,}0$ przedstawiono na rys. 8 do 11.



Rys. 8. Rozkład temperatury dla jednej i dwóch świec zapłonowych przy λ = 2,0 i dla 5° OWK po GMP

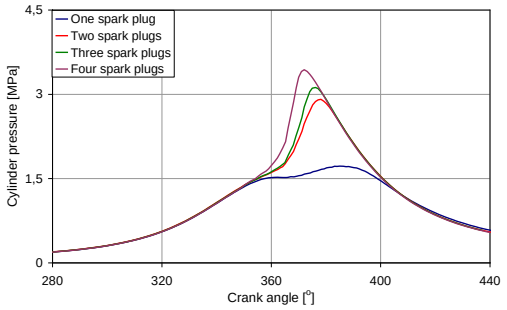
Wyniki modelowania dla jednej i dwóch świec zapłonowych (rys. 8) pokazały, że spalanie mieszanki o $\lambda = 2{,}0$ daje nieco niższe temperatury maksymalne niż miało to miejsce przy modelowaniu procesu spalania mieszanki o $\lambda = 1{,}8$. Maksymalna temperatura dla jednego punktu zapłonu to 2000 K, natomiast dla dwóch punktów temperatura maksymalna wzrosła do 2100 K. Podobnie jak poprzednio, zastosowanie dwóch punktów zapłonu doprowadziło do wzrostu objętości, w której spala się mieszanka, większa część ładunku pali się przy tym samym położeniu tłoka (5° OWK po GMP).



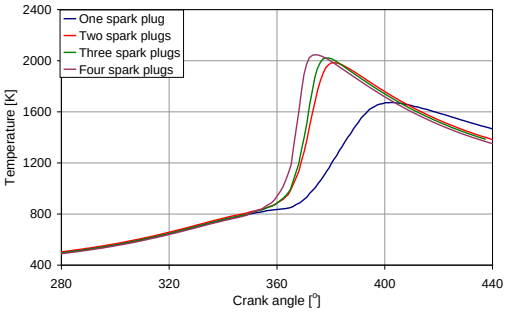
Rys. 9. Rozkład temperatury dla trzech i czterech świec zapłonowych przy $\lambda = 2{,}0$ i dla 5° OWK po GMP

Włączenie trzech i czterech świec zapłonowych (rys. 9) spowodowało dalszy przyrost objętości palącego się ładunku. Temperatura maksymalna, jaka wystąpiła w cylindrze przy 5° OWK po GMP nie zmieniła się znacząco, w porównaniu do jednej i dwóch świec, i osiągnęła wartość ok. 2100 K dla trzech punktów zapłonu oraz 2200 K dla czerech czynnych świec zapłonowych. Obszar palącej się mieszanki jest w tym przypadku wyraźnie mniejszy niż podczas spalania mieszanki o $\lambda = 1{,}8$ dla tych samych konfiguracji świec zapłonowych – rys. 4.

Poniższe rysunki przedstawiają przebiegi ciśnienia i temperatury (wartości średnie dla całej objętości komory spalania) w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

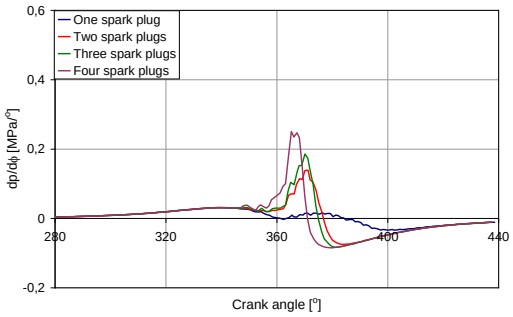


Rys. 10. Przebieg ciśnienia w cylindrze dla czterech konfiguracji świec zapłonowych przy λ = 2,0



Rys. 11. Przebieg temperatury w cylindrze dla czterech konfiguracji świec zapłonowych przy λ = 2,0

Z przebiegu ciśnienia w cylindrze (rys. 10) widać, że dla jednej świecy zapłonowej spalanie było niepoprawne, bardzo przewlekłe i odbywało się praktycznie w sposób izobaryczny. Ciśnienie maksymalne wyniosło ok. 1,7 MPa i nie zmieniło się przez blisko 9° OWK, a mianowicie od 380° OWK do 389° OWK. Dopiero zastosowanie dwóch i większej liczby świec zapłonowych spowodowało poprawę procesu spalania, jego przyspieszenie i wzrost maksymalnych wartości ciśnienia i temperatury. Dla przypadku czterech punktów zapłonu otrzymano ciśnienie maksymalne równe 3,4 MPa przy 372° OWK i temperaturę maksymalną wynoszącą ok. 2050 K, która przypadła w 374° OWK. Wzrosła również znacząco, podobnie jak dla λ = 1.8, szybkość narastania ciśnienia $dp/d\phi$. Dla jednej świecy maksymalna wartość tego wskaźnika wyniosła 0,03 MPa/°, natomiast dla czterech świec 0,25 MPa/°. Przebieg zmian szybkości narastania ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla współczynnika nadmiaru powietrza λ = 2,0 przedstawiono na rys. 12.



Rys. 12 Szybkość narastania ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla jednej i czterech świec zapłonowych

Podsumowanie

Trójwymiarowe modelowanie procesu spalania w silniku wieloświecowym potwierdziło postawioną we wstępie tezę, że zwiększenie liczby świec zapłonowych poprawia proces spalania mieszanek bardzo ubogich. Praca modelu silnika przy włączonej jednej świecy zapłonowej dla obu współczynników nadmiaru powietrza ($\lambda = 1{,}8\ i\ 2{,}0$) była praktycznie niemożliwa. Spalanie odbywało się w sposób przewlekły, było bardzo rozciągnięte w czasie, a szybkość narastania ciśnienia $dp/d\phi$ była niewielka i nie przekraczała wartości 0,06 MPa/° dla $\lambda = 1{,}8$ oraz 0,03 MPa/° dla mieszanki najuboższej o $\lambda = 2{,}0$. Włączenie większej liczby świec zapłonowych powodowało znaczne przyspieszenie procesu spalania i wzrost maksymalnych wartości ciśnienia i temperatury. Dla przypadku pracujących czterech świec zapłonowych otrzymano najwyższe wartości ciśnienia maksymalnego ($4{,}4\ MPa - \lambda = 1{,}8,\ 3{,}4\ MPa - \lambda = 2{,}0$) i temperatury ($2220\ K - \lambda = 1{,}8, 2050\ K - \lambda = 2{,}0$) oraz największą szybkość narastania ciśnienia ($0{,}59\ MPa/° - \lambda = 1{,}8, 0{,}25\ MPa/° - \lambda = 2{,}0$). Z rys. 5 i 6 ($\lambda = 1{,}8$) można wnioskować, że zwiększenie liczby świec zapłonowych powyżej trzech nie dało znaczącej poprawy procesu spalania. Ciśnienie maksymalne wzrosło jedynie o ok. 5% z wartości 4,2 MPa (trzy świece) do 4,4 MPa (cztery świece) ale przyrost szybkość narastania ciśnienia był już znacznie większy i wyniósł prawie 30%, co świadczy o znacznie większej w tym przypadku szybkości procesu spalania.

Podsumowując, można stwierdzić, że wyniki modelowania potwierdziły korzystny wpływ zastosowania większej liczby świec zapłonowych przy spalaniu mieszanek zubożonych. Została zniwelowana główna wada tych mieszanek, jaką jest powolne, a wręcz przewlekłe spalanie.

Literatura

[1] Abraham J., Magi V., GMV, General Mesh Viewer, Los Alamos National Laboratory LA-UR-952986, March 1995

[2] Amsden A.A., KIVA-3V: A block-structured computer program for 3-D fluid flows with valves, chemical reactions, and fuel sprays, Los Alamos National Laboratory, Group T-3, March 1997

[3] Cupiał K., Kociszewski A., Jamrozik A., Multipoint spark ignition engine operating on lean mixture, Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa, Polska Akademia Nauk Oddział w Lublinie, Tom III, s. 70–78, Lublin 2003

[4] Cupiał K., Kociszewski A., Measurements and 3D modeling of combustion in multipoint spark ignition engine, Journal of KONES. Internal Combustion Engines, Vol. 9, No. 3-4, s. 80–87, 2002

[5] Jamrozik A., Tutak W., Kociszewski A., Sosnowski M., Numerical Analysis of Influence of Prechamber Geometry in IC Engine with Two-Stage Combustion System on Engine Work Cycle Parameters, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol 13, No 2, s. 133–142, Warsaw 2006

[6] Jamrozik A., Tutak W., Modelling of combustion process in the gas test engine, Proceedings of the VI-th International Conference MEMSTECH 2010 PERSPECTIVE TECHNOLOGIES AND METHODS IN MEMS DESIGN, s. 14—17, Lviv – Polyana 2010

[7] Löhner K., Müller H., Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor, [in:] List H., Die Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag, Wien - New York, 1967

[8] Meyer R. C., Meyers D. P., King S. R., Liss W. E.: Effects of spark plug number and location in natural gas engines. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 114, 1992.

[9] Quader A.A.: Lean combustion and the misfire limit in spark ignition engines. SAE Paper 741055, 1974.

[10] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A., Sosnowski M., Experimental Research into Turbulence Field in Combustion Chamber of Internal Combustion Engine, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol 13, No 2, s. 427–433, Warsaw 2006.

[11] Tutak W., Jamrozik A., Modelling of the Thermal Cycle of a Gas Engine Using AVL FIRE Software, COMBUSTION ENGINES, 2/2010 (141), s. 105–113, 2009

[12] Szwaja S, Jamrozik A.: Analysis of Combustion Knock in the SI Engine. SILNIKI SPALINOWE/Combustion Engines, Mixture Formation Ignition & Combustion, Nr 2009-SC2, June 2009

[13] Szwaja S.: Combustion Knock - Heat Release Rate Correlation of a Hydrogen Fueled IC Engine Work Cycles. 9th International Conference on Heat Engines and Environmental Protection. Proceedings. Balatonfured, Hangary, 2009

[14] Szwaja S., Naber J.D.: Combustion of N-Butanol in a Spark-Ignition IC Engine. Fuel doi:10.1016/j.fuel.2009

[15] Szwaja S., Grab-Rogaliński K.: Hydrogen Combustion in a Compression Ignition Diesel Engine. :Int.J.Hydrogen Energy Vol.34 nr 10, s.4413–4421, 2009.

[16] Szwaja S.: Hydrogen Rich Gases Combustion in the IC Engine. Journal of KONES Powertrain and Transport Vol.16 nr 4, s.447–454, 2009.

[17] Yamamoto H., Horita S., Matsuoka T., Surrounding combustion process (SCP) – new concept for lean burn engine, SAE Paper 920058, 1992

M. Sosnowski, [1]A. Kociszewski, [1]A. Jamrozik, [1]W. Tutak
Akademia im. Jana Długosza w Częstochowie
[1]Politechnika Częstochowska

NUMERICAL ANALYSIS OF THE THERMAL CYCLE OF MULTI-SPARK PLUG SI ENGINE

Summary

3D modelling of combustion process in multi-spark plug SI engine is presented in the paper. Simulation results of engine with one, two, three and four spark plugs are compared.

Keywords: multi-spark plug engine, excess air number, numerical modelling, lean mixture.