

Jerzy Merkisz, Maciej Bajerlein, Paweł Daszkiewicz, Patryk Urbański

Analiza wskaźników termodynamicznych silnika VCR wykonana w programie AVL Fire

JEL: L62 DOI: 10.24136/atest.2019.153
Data zgłoszenia: 05.04.2019 Data akceptacji: 26.06.2019

W ramach pracy wykorzystano drogę tłoka wygenerowaną w symulacji dynamicznej w programie Solidworks do badania procesów zachodzących podczas procesu spalania. Symulację przeprowadzono w programie AVL Fire dla jednakowych warunków początkowych. Porównywano różne warianty wysterowania krzywki silnika przy jednakowym stopniu sprężania. W rozpatrywanym artykule analizowano moment oraz okres czasu jaki tłok pozostaje w Górnym Martwym Położeniu (GMP).

Słowa kluczowe: Silnik VCR, indykowanie, AVL Fire.

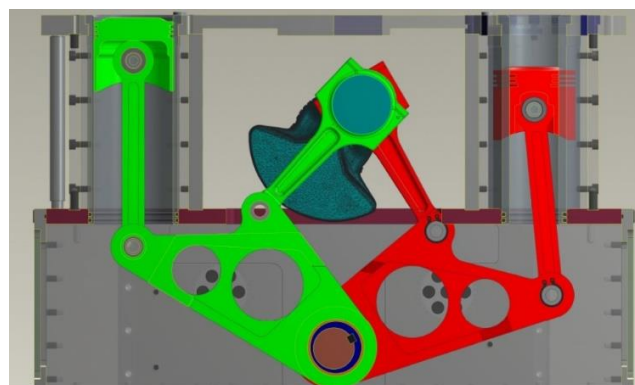
Wstęp

W silniku tłokowym jednym z podstawowych parametrów konstrukcyjnych determinującym między innymi sprawność ogólną silnika, jest geometryczny stopień sprężania ϵ , oznaczający stosunek minimalnej objętości komory spalania V_{min} , przy położeniu tłoka w górnym martwym punkcie (GMP), do maksymalnej objętości cylindra V_{max} , tj. w momencie gdy tłok znajduje się w dolnym martwym punkcie (DMP) [1]. Warunki pracy silnika spalinowego są zmienne, dlatego stała, konstrukcyjnie ustalona wartość geometrycznego stopnia sprężania nie zapewnia optymalnych warunków pracy, przez co sprawność całości układu napędowego spada. Obecnie najbardziej wydajne jednostki osiągają maksymalnie około 40% sprawności przy zachowaniu idealnych warunków, tracąc ponad połowę energii paliwa. Powiększając geometryczny stopień sprężania zwiększamy moc oraz sprawność silnika, kosztem zwiększenia ryzyka wystąpienia spalania stukowego, które prowadzić może do zniszczenia silnika [2]. Rozwiązaniem może być zastosowanie zmiennego geometrycznego stopnia sprężania, pozwalającego na dynamiczną zmianę ϵ w czasie pracy silnika. Zmienny stopień sprężania (VCR – z ang. *Variable Compression Ratio*) umożliwia dostosowanie tego parametru w zależności od warunków pracy, jak również pozwala zastosować paliwa alternatywne oraz niskotemperaturowe procesy spalania [3]. Dodatkowo w niektórych rozwiązaniach silników VCR możliwe jest sterowanie drogą tłoka w taki sposób, aby przyspieszyć lub spowolnić poszczególne suwy czy na przykład wstrzymać tłok w GMP przez pewien okres czasu. Obecnie trwają prace rozwojowe nad jednostkami tego typu w wielu ośrodkach badawczych na świecie. Pomimo zwiększonego skomplikowania konstrukcji silnika ocenia się, że silniki o zmiennym stopniu sprężania mogą być standardem technicznym w silnikach tłokowych w niedalekiej przyszłości.

1. Obiekt badań

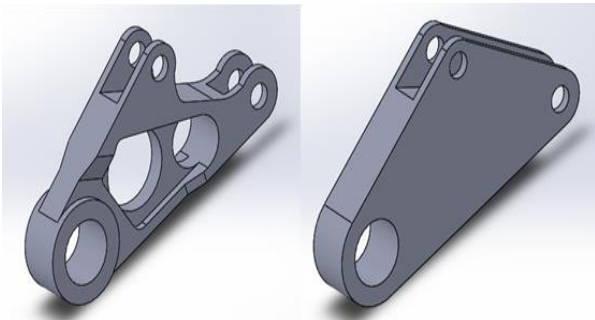
Silnik Szymkowiaka jest tłokowym silnikiem spalinowym o zmiennym stopniu sprężania wykorzystującym wahaczowy mechanizm korbowo-tłokowy. Pomysłodawcą silnika jest mgr inż. Mirosław Szymkowiak. Silnik ma możliwość zasilania wieloma paliwami, które

znacząco różnią się od siebie parametrami (zakłada się możliwość zasilania benzynami o różnej liczbie oktanowej, olejem napędowym, gazem ziemnym lub biopaliwami). Jednostką jest ośmiocylindrowy silnik z cylindrami umieszczonymi w układzie dwurzędowym (po 4 cylindry na rząd). Jednostka napędowa ma wymiary sześcianu o boku około 60 cm. Silnik posiada możliwość płynnej regulacji stopnia sprężania podczas pracy silnika w zakresie od 9:1 do 14,5:1, realizowanej przez obrót wału krzywkowego. Charakterystyczną cechą silnika jest sposób przeniesienia posuwisto-zwrotnego ruchu tłoka na ruch obrotowy wału korbowego. Ruch tłoka przenoszony jest na wahacz za pomocą korbowodu tłokowego, połączonego z wahaczem za pomocą sworznia. Następnie ruch wahacza zamieniany jest na ruch obrotowy, dzięki połączeniu wału korbowego z wahaczem za pomocą korbowodu głównego. Wahacz ponadto osadzony jest wahlwie na wałku krzywkowym. Wysokość silnika została zredukowana, dzięki umieszczeniu wału korbowego pomiędzy rzędami cylindrów (rys. 1.). Charakterystyczną cechą silnika Szymkowiaka jest również rozkład sił podczas ruchu tłoka. Dzięki zastosowaniu wahaczowego układu korbowo-tłokowego, korbówód tłokowy pracuje cały czas niemalże w pionie, przez co siły boczne zostały znacząco zredukowane w porównaniu do silnika z konwencjonalnym układem. Przyczynia się to do zwiększenia żywotności pary tłok-cylinder oraz zmniejszenia strat tarcia.



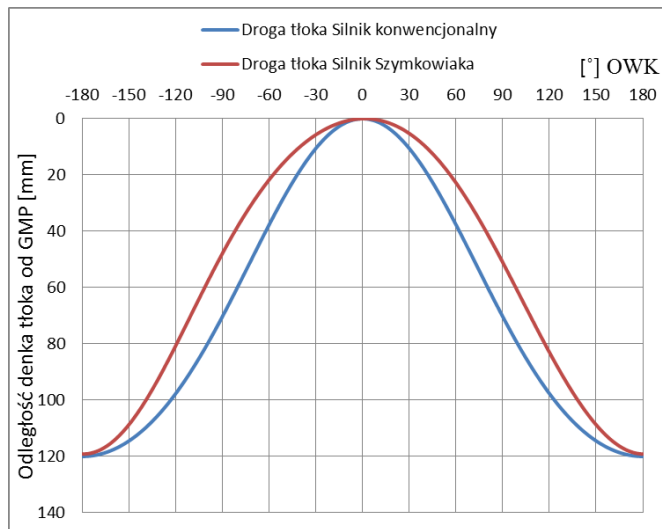
Rys. 1. Przekrój silnika Szymkowiaka z widocznym innowacyjnym układem korbowo-tłokowym

Do porównania przebiegu procesów spalania stworzono silnik Szymkowiaka oraz silnik konwencjonalny w programie Solidworks. Jednostka ze zmiennym stopniem sprężania została zaprojektowana w programie 3D w sposób wiernie odwzorowujący wszystkie wymiary i zależności geometryczne z rzeczywistego silnika. Wymiary geometryczne w przypadku silnika konwencjonalnego zostały dobrane w taki sposób, aby silnik miał takie same własności co jednostka wahaczowa tj. średnica tłoka, skok, wykorbienie. Oba modele zostały uproszczone zachowując wszystkie wymiary i własności geometryczne (rys. 2.). Celem uproszczeń było skrócenie czasu wykonywania symulacji.



Rys. 2. Uproszczona geometria wahacza w silniku Szymkowiaka

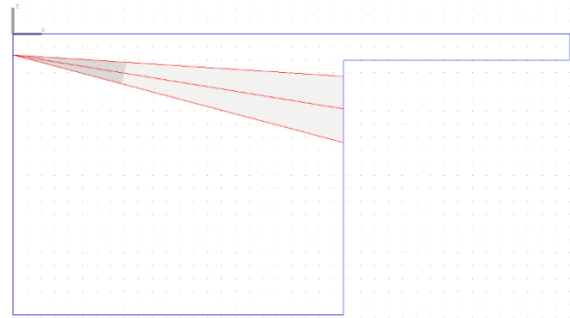
W celu porównania procesów spalania w zależności od czasu pozostawania tłoka w GMP niezbędne było wykorzystanie drogi tłoka dla każdego wariantu (rys. 3.). Badanie ruchu tłoka zostało przeprowadzone na wcześniej stworzonych modelach 3D. W programie Solidworks w zakładce badanie ruchu wygenerowano drogi tłoków dla każdej z rozpatrywanych opcji. Otrzymane dane dotyczące położenia tłoka odniesione do kąta obrotu wału korbowego (OWK) należało zapisać w specjalnie przygotowanym pliku .txt.



Rys. 3. Przebiegi drogi tłoków w silnikach: konwencjonalnym oraz wahaczowym

2. Analiza procesu spalania

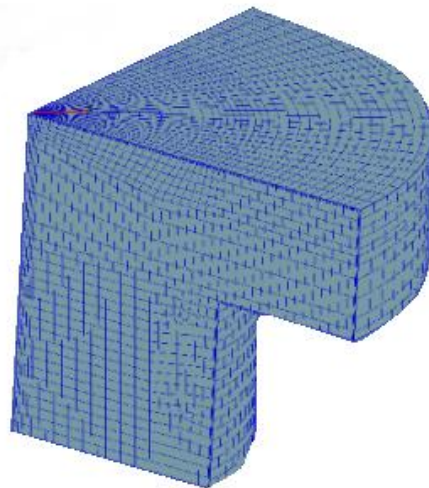
Symulacja procesu spalania została przeprowadzona za pomocą oprogramowania AVL Fire. Jednym z segmentów programu jest odmiana ESE Diesel specjalnie zaprojektowana do tworzenia symulacji procesów silnikowych z zapłonem samoczynnym. Pakiet ten daje możliwość rozwiązywania problemów związanych z modelowaniem silnikowych procesów chemicznych oraz fizycznych. Za pomocą tej wersji programu zostały stworzone symulacje dla silnika z wahaczowym układem korbowo – tłokowym o zapłonie samoczynnym. W późniejszym etapie, wykorzystane zostały one do analizy zjawisk zachodzących w komorze spalania. Do potrzeb symulacji przygotowano komorę spalania (rys. 4.) na podstawie dostępnych parametrów oraz danych na temat silnika. Komora spalania w kształcie walca o średnicy tłoka oraz wysokości odpowiadającej analizowanym przypadkom została zadana z modułu Diesel Bowl. Istotnymi założeniami podczas tworzenia komory spalania były: brak zawirowań, brak wymiany ładunku oraz płaskie denko tłoka.



Rys. 4. Kształt komory spalania wygenerowanej w programie AVL

Badany silnik zasilano przez bezpośredni wtrysk oleju napędowego do cylindra. Zastosowano wtryskiwacz 4 otworowy, którego rozpylacz znajduje się w odległości 4,5 mm od denka. Wtrysk paliwa odbywa się pod kątem 8°.

Kolejnym ważnym etapem modelowania komory spalania jest siatka parametryczna (rys. 5.). Rozpatrywana przestrzeń podzielona została na bloki strukturalne wraz z wtryskiwaczem. Bloki zostały wygenerowane na postawie Topologii 0. Zabieg stworzenia siatki umożliwia analizę procesu spalania, dlatego jej największa dokładność była wymagana szczególnie w obrębie strugi paliwa. Wymiary komór spalania zostały stworzone dla GMP. Jednak wraz z ruchem tłoka przy OWK siatka rozciąga się powodując wzrost liczby jej elementów składowych. Zjawisko to ma miejsce w pełnym zakresie OWK. Ze względu na wymaganą dużą moc obliczeniową program podzielił komorę spalania na części identycznych rozmiarów. Liczba powstałych elementów jest równa liczbie otworków we wtryskiwaczu.



Rys. 5. Siatka 3D segmentu komory spalania w programie AVL Fire Workflow Manager

Istotnym etapem jest wprowadzenie wygenerowanej wcześniej w symulacji dynamicznej ścieżki ruchu tłoka. Badany zakres ruchu został określony od 540° do 800° OWK, co odpowiada suwowi sprężania (zakres 540°-720° OWK) oraz najistotniejszej części suwu pracy (obejmującym zakres od 720° do 800° obrotu wału korbowego). W celu zwiększenia stopnia dokładności obliczeń, zagęszczone zostały kroki obliczeniowe, w obszarach w których symulacja jest kluczowa tj. koniec suwu sprężania oraz początkowa faza suwu pracy (tab. 1.).

Tab. 1. Zagęszczenie kroków obliczeniowych na potrzeby symulacji w kącie obrotu wału korbowego

Wartości początkowe zakresu [°OWK]	Wartości końcowe zakresu [°OWK]	Krok obliczeniowy symulacji [°OWK]
540	690	1
690	740	0.25
740	750	0.5
750	780	1
780	800	1

Symulacje procesu spalania zostały wykonane dla silników, dla identycznego stopnia sprężania wynoszącego 14,3. Podczas symulacji wykorzystano dostępne parametry oraz dokumentację techniczną. Dla każdego z 4 przypadków symulacji ustalono wymiary geometryczne komór spalania w taki sposób, aby stopień sprężania był zawsze taki sam. Pomimo że w rzeczywistym silniku stopień sprężania jest zmienny dla różnego położenia wałka krzywkowego, zmiana wymiarów geometrycznych komory spalania (zmiana wysokości) ma na celu obiektywne porównanie procesów zachodzących podczas spalania dla różnych wariantów. Do wykonania symulacji ważnym jest precyzyjne dobranie parametrów oraz warunków pracy silnika. W celu uzyskania jak najbardziej miarodajnych wyników, zostały ustalone jednakowe parametry symulacji dla wszystkich wariantów (tab. 2.). Prędkość obrotową wału korbowego ustalono na 2000 obr/min oraz przyjęto masę wtryskiwanego paliwa równą 2,5 mg. Dla potrzeb symulacji przyjęto bezpośredni wtrysk paliwa na 10° przed GMP, który trwa 0,39 ms. Wartości te zostały przyjęte ze względu na zapłon samoczynny w GMP. Model spalania jaki został dobrany do symulacji to Extended Coherent Flame Model – 3 Zones (ECFM-3Z).

Tab. 2. Warunki brzegowe ustalone w symulacji

Parametr	Wartość	Jednostka
Świeży ładunek powietrza		
Ciśnienie	97000	Pa
Gęstość powietrza	[-]	kg/m ³
Temperatura	340	kg/m ³
Turbulentna energia kinetyczna	11	m ² /s ²
Turbulentna długość skali	0,003	m
Inicjalizacja	Swirl/Tumble	[-]
Prędkość zawirowania	3000	obr/min
Kierunek osi obrotu	X = 0	[-]
	Y = 0	
	Z = 1	
Recyrkulacja spalin		
Rodzaj paliwa	ON	[-]
Frakcja masowa EGR	0,12	[-]
Skład EGR	0,478	[-]
Laminarna prędkość płomienia	Domyślna	[-]

3. Wyniki symulacji

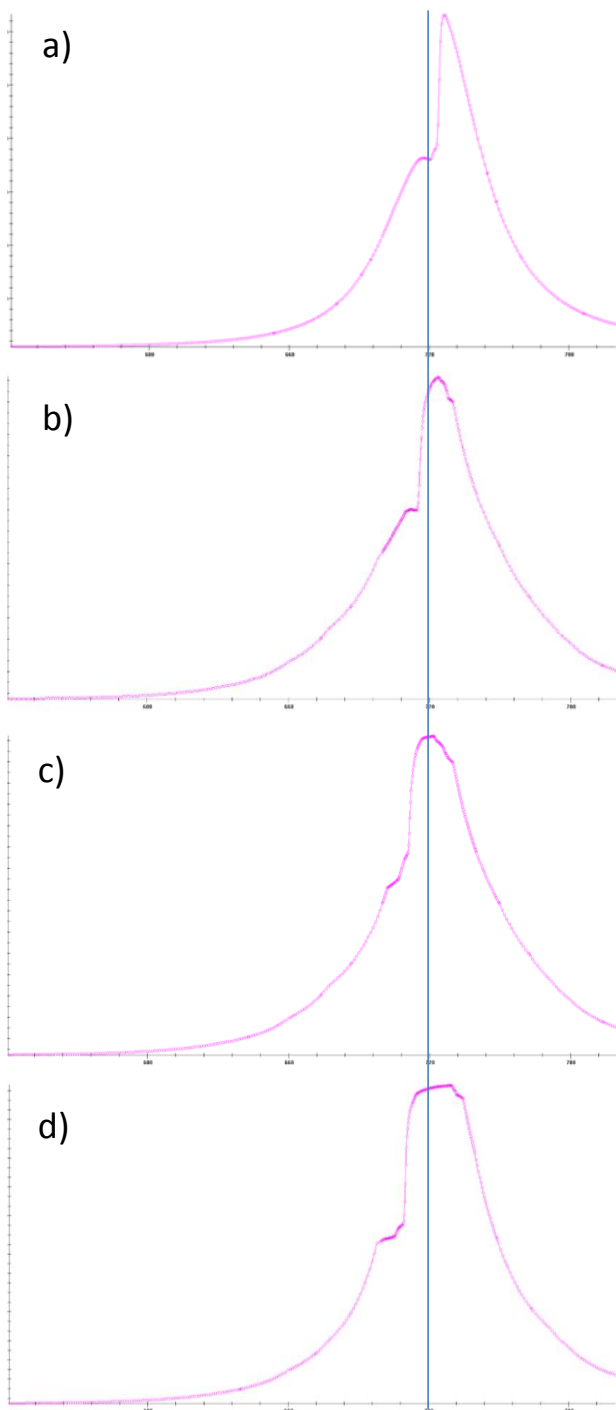
Wykonano 4 symulacje procesów zachodzących w cylindrze w programie AVL. Jedna symulacja dotyczyła procesu spalania w konwencjonalnym silniku, 3 pozostałe zasymulowane zostały dla silnika wahaczowego przy przyspieszonym suwie sprężania (tłok w GMP przed 720°) przy różnych przedziałach czasowych pozostania tłoka w tej pozycji: 712-724 °OWK, 711-722 °OWK, 710-730 °OWK.

Wyniki wszystkich symulacji zostały porównane do siebie, a następnie przeanalizowane. Wyniki dla silnika klasycznego były obiektem odniesienia dla symulacji w silniku wahaczowym. Dla obiektywnego porównania rozwiązań, zostały zachowane jednakowe warunki brzegowe. Jedyńm zmienionym parametrem jest geometryczna komora spalania, która została dostosowana dla każdego przypadku w taki sposób, aby stopień sprężania w każdej symulacji wynosił 14,3. Ilość wtryskiwanego paliwa dla każdego przypadku została ustalona na wartość stałą. Pod uwagę wzięto średnie ciśnienie w cylindrze, temperaturę oraz prędkość wywiązywania ciepła.

3.1. Rozkład ciśnienia roboczego

Pierwsza symulacja została przeprowadzona dla klasycznej drogi tłoka występującej w konwencjonalnym układzie korbowo-tłokowym. Tłok znajduje się w GMP w momencie osiągnięcia kąta obrotu wału korbowego równego 720°. Suwy sprężania i pracy trwają taki sam okres czasu, a więc droga tłoka jest symetryczna. W badaniu komora spalania została zmniejszona w stosunku do symulacji wahaczowego układu. Celem tego zabiegu było uzyskanie identycznych stopni sprężania, które były równe 14,3. Podczas symulacji maksymalne ciśnienie robocze jakie wystąpiło w komorze spalania wyniosło 63,1 bar i przypadło na 726,5° OWK. Reakcja chemiczna procesu spalania miała początek w 721,5° OWK. Zakres kątowy w jakim zostały wykonane symulacje to 540° - 800° OWK. Wartość ta jest wystarczająca do pełnego zobrazowania warunków termodynamicznych występujących w komorze spalania podczas suwu spalania. Na rysunku dostrzec można charakterystyczny punkt wzrostu ciśnienia za górnym martwym położeniem tłoka co świadczy o poprawności wykonania symulacji. Przebieg dla silnika konwencjonalnego jest odnośnikiem dla pozostałych symulacji. Rozkład omawianego parametru znajduje się na rysunku 6a.

Badanie dla drugiej symulacji (rys. 6b.) wykonane zostało przy użyciu asymetrycznej drogi tłoka umożliwiającej jego pozostanie w górnym martwym położeniu obejmującym zakres kątowy od 712 do 724° OWK łącznie z wartościami granicznymi. W przypadku omawianej symulacji przebieg ciśnienia jest dość ujednoczony. Na wykresie jest wyraźnie widoczny moment w, którym tłok osiągnął górne martwe położenie. Wartość ciśnienia przy 712° OWK ustala się na stałym poziomie około 48 barów przez okres 4° OWK. Zatrzymanie wzrostu ciśnienia jest spowodowane wtryskiem paliwa, które poprzez odparowanie powoduje chwilowe ustalenie poziomu ciśnienia w komorze. Po okresie unormowania następuje gwałtowny przyrost ciśnienia, które jest spowodowane momentem zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej. Maksymalna wartość jaką osiągnęła krzywa to 60,6 bara przypadająca na końcową fazę pozostawania tłoka w GMP, czyli okolice 724° OWK. Efektem maksymalnego ciśnienia w tym etapie jest ostrzejszy przebieg krzywej parametru podczas wznowienia ruchu przez element sprężający. Krzywa podczas suwu pracy charakteryzuje się również brakiem wyraźnego fragmentu unormowania się stałego ciśnienia w komorze w obrębie maksymalnych wielkości, tak jak to miało miejsce w okolicach wtrysku paliwa. Wartość maksymalna uzyskanego ciśnienia jest o około 4% mniejsza niż w silniku konwencjonalnym.



Rys. 6. Rozkłady ciśnienia roboczego w silnikach: a) konwencjonalnym, b) wahaczowym w 712-724° OWK w GMP, c) wahaczowym w 711-722° OWK w GMP, d) wahaczowym 710-730° OWK w GMP. Niebieska linia oznacza 720° OWK.

Trzecia analiza została przeprowadzona dla drogi tłoka z pozostaniem elementu sprężającego w górnym martwym położeniu w zakresie kątowym obrotu wału korbowego mieszczącego się od 711° do 722° OWK włączając wartości brzegowe (rys. 6c.). Zamodelowana droga wykazuje niesymetryczność względem umownej osi w punkcie 720° OWK co skutkuje znacznym przyspieszeniem tłoka podczas suwu sprężania. Przebieg ciśnienia podczas suwu sprężania charakteryzuje się znaczącymi przegięciami oraz nierównościami. Prawdopodobną przyczyną są większe wartości przyspieszenia tłoka niż w silniku klasycznym. Powodem jest znaczne skrócenie czasu sprężania, przez co występują duże turbulencje, a wzrost ciśnienia jest gwałtowny i nierównomierny. Wartość maksy-

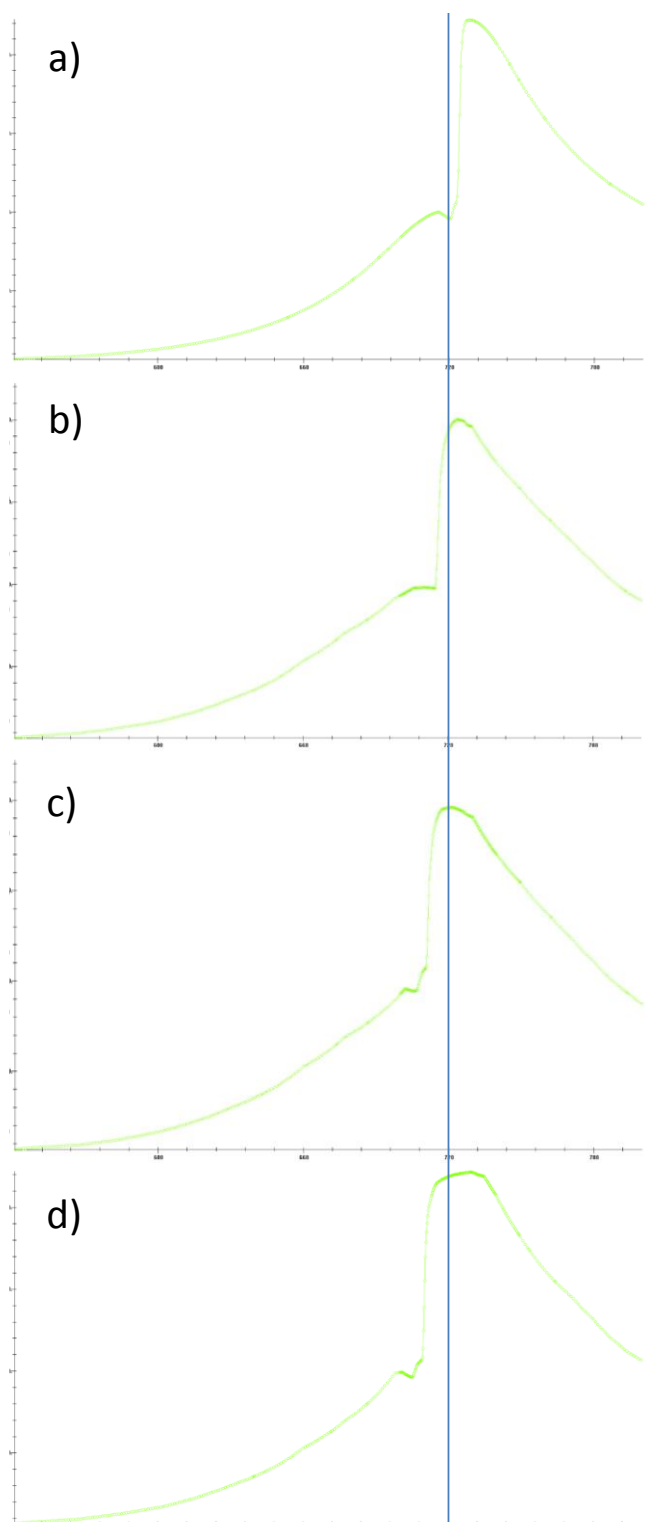
malna uzyskana została w momencie przekroczenia 719° OWK i wynosi 60.7 bar. Jest to podobny poziom jaki uzyskano w symulacji numer dwa. Widoczny jest wyraźny moment osiągnięcia szczytowego ciśnienia w komorze spalania oraz jego stabilizacja przez około 5° OWK. W momencie rozpoczęcia suwu pracy w komorze spalania następuje natychmiastowy spadek wartości ciśnienia roboczego w zakresie kilku stopni za GMP. Początkowo krzywa charakteryzuje się stosunkowo łagodnym przebiegiem, jednak potem spadek ciśnienia odbywa się znacznie szybciej.

W ostatniej badanej symulacji rozważany był przypadek gdy droga tłoka jest symetryczna względem punktu 720° OWK, czyli podobnie jak w silniku klasycznym. Zakres kątowy obejmujący górne martwe położenie rozpoczyna się w 710° OWK, a swój koniec ma w momencie przekroczenia przez wał 730° OWK, wraz z wartościami granicznymi (rys. 6d.). Przedział ten to granica długości wstrzymania ruchu tłoka w GMP, na którą pozwalają warunki konstrukcyjne silnika. Na charakterystyce parametru ciśnienia roboczego w funkcji kąta obrotu wału korbowego widoczne jest gwałtowne przegięcie krzywej w momencie zbliżania się tłoka do jego górnego martwego położenia. W okolicach wartości szczytowych wyraźnie zarysował się zakres stałego ciśnienia, który jest zdecydowanie najdłuższym spośród wszystkich symulacji. Wartość maksymalna parametru wyniosła 67.1 bar. Oznacza to, że jest największym z przedstawionych w pracy wyników i przewyższa wartość uzyskaną w silniku konwencjonalnym o 6%. Moment osiągnięcia szczytu wielkości przypada na 729° OWK, jednak granica 60 bar została osiągnięta już w 711,75° OWK, a więc 1,75° po osiągnięciu przez tłok GMP. Tłok rozpoczynając suw pracy powoduje szybki spadek ciśnienia. Jednak w późniejszym etapie wartości te ulegają ustabilizowaniu.

3.2. Rozkład temperatury

Pierwsza symulacja została wykonana dla klasycznego silnika spalinowego. Przebieg ruchu tłoka charakteryzuje się symetrią względem 720° OWK. Doskonale widoczny jest moment zapłonu w punkcie symetrii drogi tłoka, gdy temperatura gwałtownie wzrasta. Końcem przyrostu tego parametru jest osiągnięcie jego maksymalnej wartości równej 1632,2 K. Szczytowy poziom przypadł na 8,5° OWK po GMP. Przebieg parametru został zilustrowany na rysunku 7a. Drastyczny wzrost wartości temperatury widoczny jest za górnym martwym punktem. Jest to ściśle związane z ciśnieniem w komorze spalania oraz procesem wywiązywania się ciepła. W późniejszym etapie łagodny spadek wartości przyczynia się do podwyższenie średniej temperatury w cylindrach oraz ułatwia przygotowanie następnego cyklu silnikowego.

Symulacja numer dwa (rys. 7b.) wykonana została w silniku wahaczowym przy pozostawianiu tłoka w górnym martwym położeniu obejmującym zakres kątowy od 712 do 724° OWK. Maksymalna wartość temperatury jaka została osiągnięta, przypadła na koniec GMP, a więc 724° OWK i wyniosła 1483,84 K. Oznacza to, że maksymalna temperatura w badanym przypadku jest, aż o 9% niższa względem silnika klasycznego. Krzywa przebiegu parametru w momencie osiągania górnego martwego położenia przez tłok charakteryzuje się nieco łagodniejszym profilem niż w pierwszej symulacji. Widoczne jest zminimalizowanie przegięć nierównomiernego rozkładu ciśnienia na omawiany parametr. W drugim etapie procesu, za martwym punktem występuje równomierny, łagodny spadek temperatury z ukazanymi drobnymi turbulencjami w zakresie kilku stopni od rozpoczęcia obniżania tłoka. Powodem takiego zjawiska jest wydłużony suw pracy.



Rys. 7. Rozkłady temperatury w silnikach: a) konwencjonalnym, b) wahaczowym w 712-724° OWK w GMP, c) wahaczowym w 711-722° OWK w GMP, d) wahaczowym 710-730° OWK w GMP. Temperatura jest wyrażona w Kelwinach [K]. Przedział przedstawionych wykresów to 540-800° OWK. Niebieska linia oznacza 720° OWK.

Kolejna analiza polegała na wysterowaniu w taki sposób, aby tłok pozostawał w GMP w przedziale 711-722° OWK (rys. 7c.). Temperatury w omawianej symulacji wykazały gwałtowne przegięcia w okolicach górnego martwego położenia tłoka. Cechą charakterystyczną jest szeroki zakres utrzymania się wysokich wartości analizowanego parametru na poziomie wyższym niż 1400 K, w stosunku do poprzednich obliczeń. Maksymalna wartość jest bardzo podobna do poprzedniej symulacji i wynosi 1486.29 K dla kąta 722°

OWK. Szczyt krzywej umiejscowiony jest w zakresie obejmującym górne martwe położenie tłoka. Przebieg wykazuje łagodne zmniejszanie się wielkości podczas obniżania pozycji tłoka.

Ostatnią analizą przebiegu krzywej temperatury jest konfiguracja silnika Szymkowiaka z symetrycznym przebiegiem. Przedział stopni OWK, w którym tłok znajduje się w GMP to 710-730, wliczając wartości graniczne (rys. 7d.). W tym przypadku krzywa osiągnęła najwyższą wartość ze wszystkich rozważanych konfiguracji w niekonwencjonalnej jednostce. Maksymalna temperatura wyniosła 1629.83 K. Punktem maksimum był 730° OWK, a więc moment w którym tłok zaczyna suw pracy. Przebieg wykazuje załamanie w zakresie zbliżania się tłoka do górnego maksymalnego punktu oraz występuje delikatne obniżenie temperatury po czym zauważalny jest gwałtowny skok parametru do zakresu wartości szczytowych powyżej 1600 K. Widoczny jest szeroki zakres utrzymania stałej temperatury, który jest największy spośród wszystkich badań. Wraz z opuszczaniem punktu GMP przez tłok omawiany parametr zmniejsza wartość.

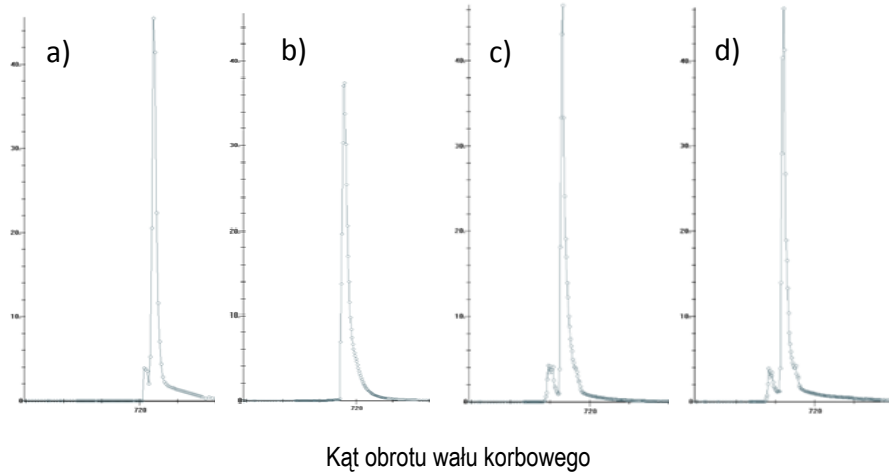
3.3. Szybkość wywiązywania ciepła

Szybkość wywiązywania ciepła dla klasycznego układu korbowo - tłokowego (rys. 8a.) została obliczona w programie dla danych wprowadzonych dla jednego otworu wtryskiwacza, dlatego przedstawione wartości należy pomnożyć przez ilość wylotów umiejscowionych w rozpylaczu. W tym przypadku zostały użyte cztery otwory rozpylające we wtryskiwaczu. Parametr ten należy rozumieć jako ilość ciepła jaka jest wydzielana w 1 stopniu obrotu wału korbowego. W danej symulacji największą wartością jaka została uzyskana to 45.5 J/°OWK. Punkt, w którym wydzielanie ciepła było najintensywniejsze przypadł na 724.5° OWK. Za początek procesu reakcji chemicznej spalania w komorze można przyjąć 1,5° OWK po GMP (720° OWK), gdyż to od tego miejsca zauważalny jest ostry wzrost przebiegu krzywej. Szczyt wykresu został uformowany w skutek dużej szybkości przebiegu spalania kinetycznego.

Zakres kątowy od 712 do 724 °OWK, w którym tłok w silniku wahaczowym pozostaje w GMP (rys. 8b.) był następnym celem analizy. Przebieg wywiązywania się ciepła z reakcji chemicznej rozpoczął się w 715°OWK. Można więc zatem przyjąć, że zapłon mieszanki paliwowo-powietrznej wystąpił 3° po osiągnięciu przez tłok górnego martwego położenia. Wartość maksymalna jaka została osiągnięta równa jest 37.23 J/°OWK. Porównując ten wynik z badaniem wykonanym w klasycznym układzie korbowo – tłokowym, jest o 8,27 J/°OWK niższy. Różnica ta wynosi, aż 28 punktów procentowych, co w obszarze silników spalinowych jest znaczącą wartością. Szczyt prędkości jest zlokalizowany w 716.25°OWK. W końcowym zakresie niskich wielkości krzywą charakteryzuje łagodniejszy przebieg niż przedstawione jest to w poprzedniej symulacji. Dodatkowo nie występują żadne przegięcia lub nierówności rozkładu.

Kolejne badanie zostało przeprowadzone dla wprowadzonej do programu drogi z pozostaniem elementu sprężającego w górnym martwym położeniu w zakresie kątowym obrotu wału korbowego mieszczącego się od 711° do 722° OWK włączając wartości brzegowe. Zamodelowana droga wykazuje niesymetryczność względem umownej osi w punkcie 720°OWK co skutkuje znacznym przyspieszeniem tłoka podczas suwu sprężania oraz wydłużenia suwu pracy. Proces wywiązywania się ciepła rozpoczął się w punkcie 711.25° OWK, czyli aż 10,25° OWK szybciej względem silnika konwencjonalnego. Na wykresie widoczne są gwałtowne przegięcia w zakresie niskich wartości. Możliwym powodem takiego zjawiska jest dopalanie się mieszanki paliwowo-powietrznej. Parametr osiągnął swoją maksymalną wartość kilka stopni przed punktem 720° OWK w momencie przekroczenia 712°OWK osiągając wynik równy

Prędkość wywiązywania się ciepła [J/°OWK]



Rys. 8. Szybkość wywiązywania się ciepła w danych silnikach: a) konwencjonalny, b) wahaczowy w 712-724° OWK w GMP, c) wahaczowy w 711-722° OWK w GMP, d) wahaczowy 710-730° OWK w GMP. Wykresy są ukazane w przedziale 684-744° OWK.

46.47 J/°OWK, co oznacza, że szybkość wywiązywania się ciepła jest największa spośród wszystkich symulacji. Przed głównym procesem wywiązywania się ciepła prawdopodobnie zachodzą nagłe lokalne wzrosty temperatury odparowanego paliwa co jest widoczne na wykresie.

W finalnym badaniu, silnik Szymkowiaka został wysterowany w taki sposób, aby tłok pozostał w GMP w zakresie 710-730° OWK, czyniąc okres ten symetrycznym względem punktu 720°. Rozpatrywana w ostatniej symulacji krzywa szybkości wywiązywania ciepła osiągnęła swą szczytową wartość w punkcie 710.5° OWK. Odpowiedzialne za zajście takie zjawiska jest spalanie kinetyczne. Rezultatem spalania jest wartość maksimum wynosząca 46.17 J/°OWK. Proces trwa krócej niż w poprzednich przypadkach o 0,5° OWK, jednak zostaje wydłużony czas wywiązywania się energii w zakresie niskich wartości poniżej 5 J/°OWK. Analizując krzywą przedstawioną na rysunku oraz dane otrzymane w wyniku obliczeń przez program można uznać, że moment zapalenia się mieszanki występuje dla wartości kąta obrotu wału korbowego równej 710° OWK, a więc początku okresu gdy tłok znajduje się w GMP.

Podsumowanie

Przedstawione analizy symulacyjne ciepłych procesów w silniku VCR zostały wykonane w celu wykazania wpływu przebiegu drogi tłoka oraz okresu czasu jaki tłok pozostaje w Górnym Martwym Położeniu na parametry pracy silnika Szymkowiaka. Dzięki zastosowaniu symulacji komputerowej w specjalistycznym oprogramowaniu AVL Fire, proces realizacji symulacji był stosunkowo szybki oraz umożliwił pomiar większej ilości parametrów niż pomiar na rzeczywistej jednostce napędowej. Silnik VCR podczas przeprowadzonych analiz pozwalał osiągać wyższe średnie ciśnienia indukowane (co przekłada się na wyższy moment obrotowy). Odpowiednie kształtowanie przebiegu drogi tłoka w cylindrze, jak pokazano na rysunku 6, powoduje wzrost wartości maksymalnego ciśnienia w cylindrze o ok. 6%. Symulacje mają charakter poglądowy, zostały wykonane bez wcześniejszej optymalizacji parametrów

Kąt obrotu wału korbowego

takich jak, np.: typ wtrysku paliwa, rodzaj wtryskiwacza, czas wtrysku paliwa, kształt denka tłoka, położenie świecy zapłonowej, czas zapłonu i inne.

Bibliografia

1. Niewiarowski K. „Tłokowe silniki spalinowe”. WKŁ, 1983.
2. Jaworski A., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A., Woś P.: Uwarunkowania techniczne i eksploatacyjne związane z wyborem optymalnej wartości geometrycznego stopnia sprężania w silnikach spalinowych. *CombustionEngines*, nr 1/2016.
3. Skrzek T.: Wpływ stopnia sprężania na parametry pracy silnika o zapłonie samoczynnym zasilanym dwupaliwowo gazem ziemnym i olejem napędowym. *CombustionEngines* nr 3/2013.

The analysis of thermodynamic indicators of the VCR engine made with AVL Fire program

As part of the work, the piston path generated in the dynamic simulation in the Solidworks program was used to study the processes occurring during the combustion process. The simulation was carried out in the AVL Fire program for the same initial conditions. Different variants of the motor cam control were compared at the same compression ratio. In the analyzed article, the moment and period of time that the piston remains in the Upper Dead Location (TDC) were analyzed.

Keywords: VCR engine, indicator pressure, AVL Fire.

Autorzy:

Prof. dr hab. inż. **Jerzy Merkisz** – Politechnika Poznańska, wydział Inżynierii Transportu, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, dr hab. inż. **Maciej Bajerlein** – Politechnika Poznańska, wydział Inżynierii Transportu, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, dr inż. **Paweł Daszkiewicz** – IPS „TABOR” Poznań inż. **Patryk Urbański** – IPS „TABOR” Poznań