

Sebastian JAGOSZ<sup>1</sup>

Opiekun naukowy: Piotr DANIELCZYK<sup>2</sup>

DOI: <https://doi.org/10.53052/9788366249837.07>

## OPTYMALIZACJA TOPOLOGICZNA KORPUSU ROZRUSZNIKA SAMOCHODOWEGO

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono rozwiązanie zadania optymalizacji topologicznej przedniego korpusu rozrusznika samochodowego z uwagi na kryterium masy. Analizy numeryczne, przeprowadzone w pakiecie *Altair OptiStruct*, pozwoliły na rekonstrukcję korpusu rozrusznika, która przyniosła 10% zmniejszenie jego masy, przy zachowaniu odpowiednich własności wytrzymałościowych i użytkowych.

**Słowa kluczowe:** metoda elementów skończonych, optymalizacja topologiczna, rozrusznik

## TOPOLOGY OPTIMIZATION OF STARTER MOTOR BRACKET

**Summary:** The article presents a solution to the problem of topological optimization of the front body of a car starter with regard to the mass criterion. Numerical analyses carried out in *Altair OptiStruct* allowed for the reconstruction of the starter body which resulted in a 10% reduction in its weight, while maintaining appropriate strength and utility properties.

**Keywords:** finite element method, topology optimization, starter

### 1. Wprowadzenie

Większość komercyjnych pakietów oprogramowania wspierających obliczenia inżynierskie metodą elementów skończonych daje możliwość rozwiązywania zadań optymalizacji. Zazwyczaj możemy zdefiniować dwa typy takich zadań. Pierwsze z nich to zadanie optymalizacji parametrycznej, w którym to zmiennymi decyzyjnymi najczęściej są wymiary, które opisują postać konstrukcyjną części, czy też zespołu podlegających optymalizacji. Przy czym, co niezwykle istotne, w tym przypadku

---

<sup>1</sup> Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, specjalność: Komputerowe Wspomaganie Konstruowania i Wytwarzania, [sebastian.jagosz@outlook.com](mailto:sebastian.jagosz@outlook.com)

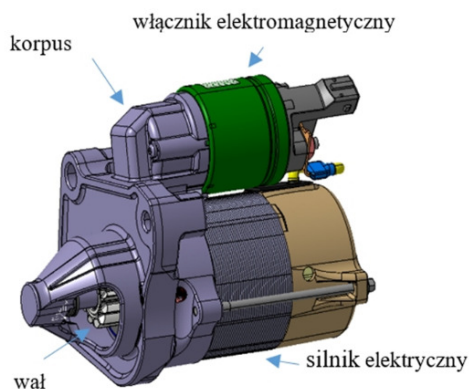
<sup>2</sup> dr inż., Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, [pdanielczyk@ath.bielsko.pl](mailto:pdanielczyk@ath.bielsko.pl)

niezmieniona zostaje wyjściowa topologia części. Drugim zadaniem, które rozwiązuje się wykorzystując metodę elementów skończonych jest zadanie optymalizacji topologicznej. W tym przypadku poszukuje się optymalnego rozmieszczenia materiału w określonej przestrzeni projektowej, przy zadanych obciążeniach i warunkach brzegowych. W praktyce, podczas rozwiązywania zadania optymalizacji topologicznej operuje się rozkładem materiału w przestrzeni poddanej dyskretyzacji. Zastępczą zmienną decyzyjną tzw. pseudogęstość, przypisana do każdego z elementów skończonych [1]. Jej wartość zmienia się od 0 (brak materiału) do 1 (materiał pełny). W ten sposób elementy zbędne charakteryzują się gęstością dążącą do zera, a elementy tworzące optymalny kształt gęstością dążącą do 1.

W prezentowanej pracy zostanie omówione i rozwiązane zadanie poszukiwania optymalnego kształtu korpusu rozrusznika samochodu osobowego z uwagi na kryterium masy. Do rozwiązania zadania wykorzystane zostanie oprogramowanie *Atlair OptiStruct*, które do poszukiwania optymalnego kształtu wykorzystuje metodę SIMP (*Solid Isotropic Material with Penalty*) [2,3]. Warto podkreślić, że w tym pakiecie oprogramowania, oprócz ograniczeń wynikających wprost ze sformułowania zadania optymalizacji inżynier ma możliwość uwzględnienia dodatkowych ograniczeń technologicznych, zwanych *manufacturing constraints* [4,5]. Pozwalają one tak pokierować przebiegiem optymalizacji, aby uzyskany kształt spełniał wymagania przyjętej technologii wykonania.

## 2. Obiekt analizy. Wymagania techniczne

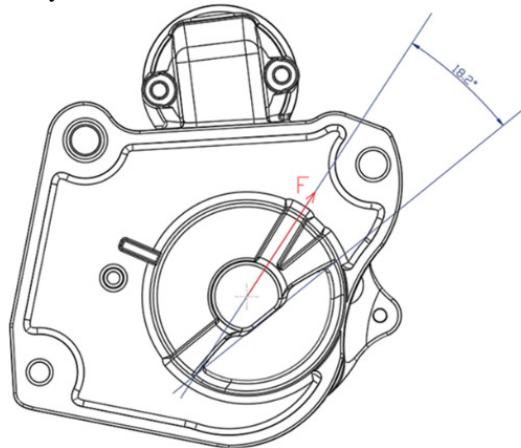
Obiektem analiz prowadzonych w pracy jest korpus rozrusznika stosowanego w silniku o zapłonie samoczynnym. Schemat rozrusznika przedstawiono na rys.1. Aluminiowy, odlewany ciśnieniowo korpus wykonany ze stopu AlSi9Cu3 stanowi ostoję dla włącznika elektromagnetycznego oraz silnika elektrycznego. Na wale rozrusznika osadzone jest koło zębate, które podczas fazy rozruchu zazębia się z kołem zamachowym silnika.



Rysunek 1. Schemat rozrusznika samochodowego

Korpus rozrusznika powinien być tak zaprojektowany, aby bezpiecznie przenieść siłę pochodzącą od zazębienia. Siła ta jest przenoszona przez łożysko na przednią część korpusu, zwaną potocznie nosem. Jej kierunek, wynikający z warunków zazębienia,

określa kąt mierzony względem płaskiego ścięcia na nosie korpusu tak, jak przedstawiono to na rys.2.



Rysunek 2. Siła działająca na korpus rozrusznika

Warto zaznaczyć, iż podczas testów u producenta zdarzały się pęknięcia rozrusznika, najprawdopodobniej wywołane lokalnym przekroczeniem wytrzymałości zastosowanego materiału (rys.3).



Rysunek 3. Pęknięcie w korpusie rozrusznika

Ponadto korpus rozrusznika musi posiadać odpowiednią sztywność tak, aby elementy do niego dołączone, w postaci wyłącznika oraz silnika elektrycznego nie wpadały w rezonans. Z tego powodu, pierwsza częstotliwość drgań własnych korpusu rozrusznika powinna być od wyższa od częstotliwości wynikającej z warunków pracy jednostki napędowej. Dla silnika tłokowego wartość tej częstotliwości określa zależność:

$$f \geq \frac{\omega}{2\pi} = \frac{N \cdot n_{max}}{30 \cdot Z} \quad (1)$$

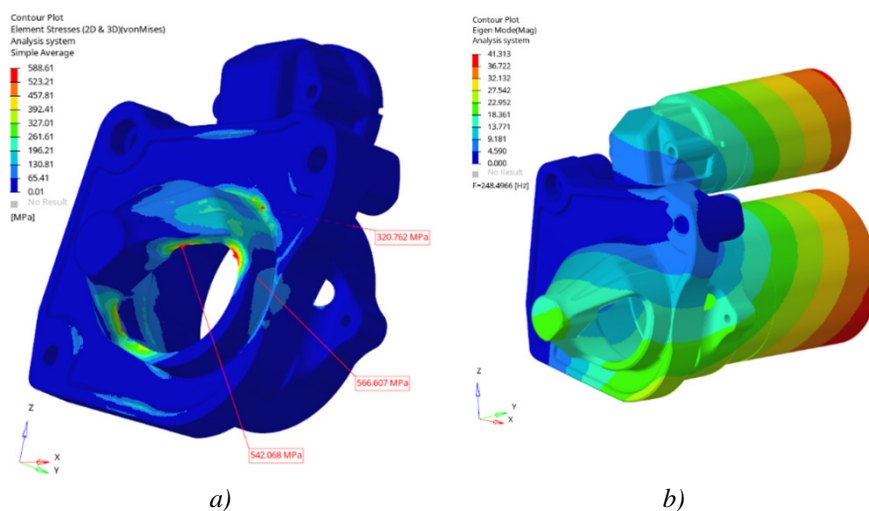
przy czym  $N$  oznacza liczbę cylindrów,  $n_{max}$  maksymalną prędkość obrotową silnika a  $Z$  liczbę suwów. W omawianym przypadku rozrusznik współpracuje z czteresuwowym silnikiem czterocylindrowym, dla którego  $n_{max} = 5500$  obr/min. Po podstawieniu do wzoru (1) odpowiednich wartości, otrzymujemy wymaganą

wartość pierwszej częstotliwości drgań  $f \geq 184$  Hz. W praktyce, z uwagi na niedoskonałość modeli obliczeniowych wykorzystywanych do wyznaczania jej wartości przyjmuje się, że bezpieczna wartość częstotliwości jest większa o 25% od wyliczonej powyżej. Zatem, można sformułować wymaganie, że pierwsza częstotliwość drgań własnych korpusu rozrusznika powinna wynosić, co najmniej  $f_1 \geq 1.25f = 230$  Hz.

Powyższe kryteria, dotyczące zapewnienia odpowiedniej wytrzymałości korpusu, oraz oczekiwanej wartości pierwszej częstotliwości drgań własnych będą podstawą do sformułowania i rozwiązania dwóch odrębnych zadań optymalizacji topologicznej. Celem obydwu analiz będzie zmniejszenie masy rozrusznika, przy czym pierwsza analiza (*Zadanie I*) będzie uwzględniać warunki wytrzymałościowe (naprężeniowe), natomiast w drugiej (*Zadanie II*) zostanie postawiony warunek minimalnej częstotliwości drgań własnych.

### 3. Analiza istniejącej konstrukcji

W pierwszej kolejności analizie poddano modele zbudowane w oparciu o modele 3D istniejącej konstrukcji (modele bazowe). Rozwiązano zadanie analizy statycznej dla samego korpusu oraz zadanie analizy modalnej dla kompletnego rozrusznika (z uwzględnieniem masy silnika elektrycznego i masy wyłącznika elektromagnetycznego). Ocena uzyskanych wyników pozwoli zrozumieć zachowanie się konstrukcji pod wpływem działających na nią obciążeń i ułatwi sformułowanie zadania optymalizacji. Wyniki tych obliczeń (rys.4) będą też punktem odniesienia przy ocenie rezultatów uzyskanych z rozwiązania zadania poszukiwania optymalnego kształtu części. Trzeba w tym miejscu zaznaczyć, że metodyka budowy modelu dyskretnego zostanie omówiona szczegółowo przy formułowaniu zadań optymalizacji. Tu jedynie zostaną przywołane wyniki dla modelu bazowego.

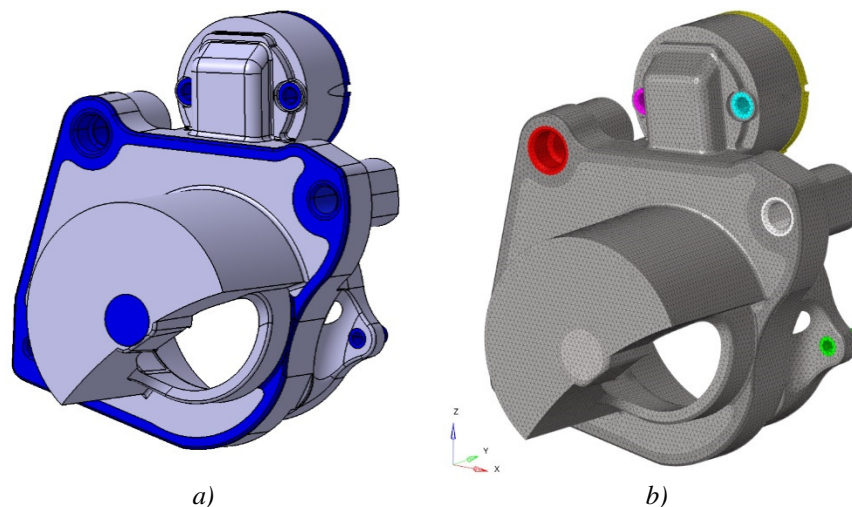


Rysunek 4. Wyniki analizy modelu bazowego: a) warstwie naprężeń zredukowanych korpusu, b) pierwsza postać drgań własnych rozrusznika

Analizując powyższe wyniki należy stwierdzić, że miejsce pęknięcia korpusu (por. rys.3) pokrywa się z miejscem spiętrzenia naprężeń pokazanym na rys.4a. Wartość pierwszej częstotliwości rezonansowej wynosi około 249 Hz a jej postać przedstawiona została na rys.4b. Pomimo że wartość ta jest powyżej wartości minimalnej (230 Hz) należy mieć na uwadze, że może ona ulec zmianie w wyniku rozwiązania zadania optymalizacji topologicznej i redukcji masy korpusu.

#### 4. Optymalizacja topologiczna – ograniczenia wytrzymałościowe

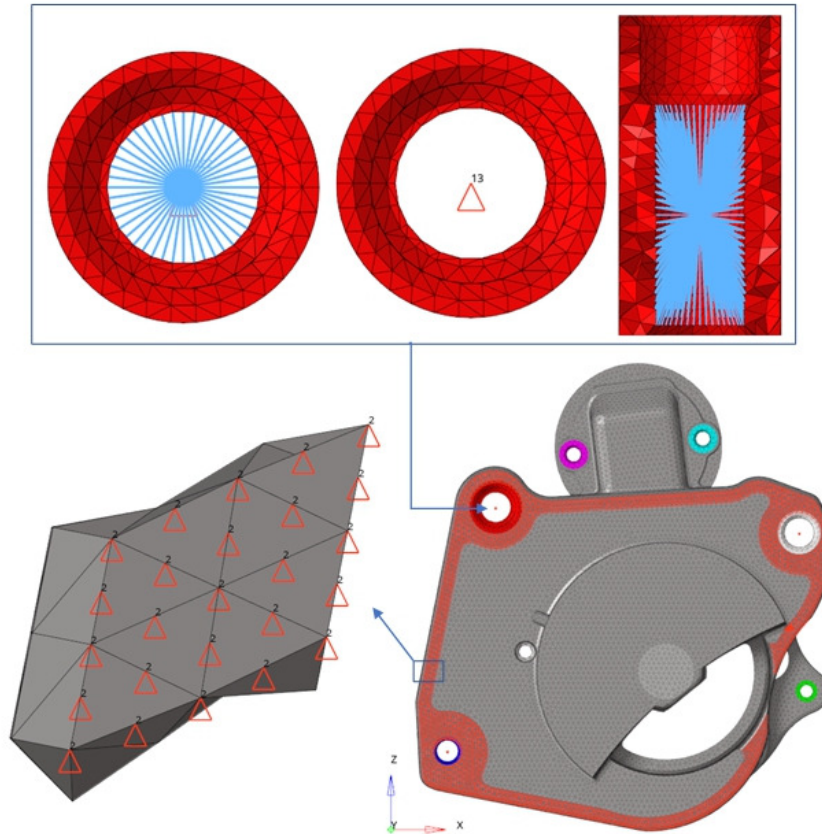
Budowę modelu dyskretnego do rozwiązania *Zadania I* oparto na modelu bazowym (por.rys.1). Dokonano modyfikacji geometrii w taki sposób, aby zapewnić możliwie największą przestrzeń projektową. Szczególną uwagę zwrócono na brak kolizji z częściami zamontowanymi wewnątrz korpusu. Nie dokonywano również zmian w położeniu otworów montażowych, oraz w miejscach osadzenia łożysk wału. W obliczeniach pominięto silnik elektryczny i wyłącznik elektromagnetyczny. Nie wpływają one na wytrzymałość samego korpusu. Na rysunku 5a pokazano przygotowany do dyskretyzacji model geometryczny części, z zaznaczonymi niebieskim kolorem obszarami wyłączonymi z optymalizacji. Model poddano podziałowi z wykorzystaniem liniowych, dziesięciowęzłowych elementów *Tetra10* [6] tak jak pokazano na rysunku rys.5b.



Rysunek 5. Model do rozwiązania ZADANIA I: a) przestrzeń projektowa, b) model dyskretny

Następnie zdefiniowano warunki brzegowe analizy (rys.6). Model podparto odbierając odpowiednie stopnie swobody na powierzchni styku korpusu z blokiem silnika oraz w miejscu otworów montażowych na śruby. Tam zastosowano elementy typu RBE2, które łączą każdy z węzłów leżących na powierzchni danego otworu, z węzłem leżącym na osi otworu. Siłę działającą na nos rozrusznika przyłożono zgodnie z kierunkiem pokazanym na rys.2, przy czym tu również wykorzystano

elementy RBE2, łączące punkt przyłożenia siły (dodatkowy węzeł w osi gniazda pod łożysko) z powierzchnia łożyskowania.



Rysunek 6. Warunki brzegowe analizy

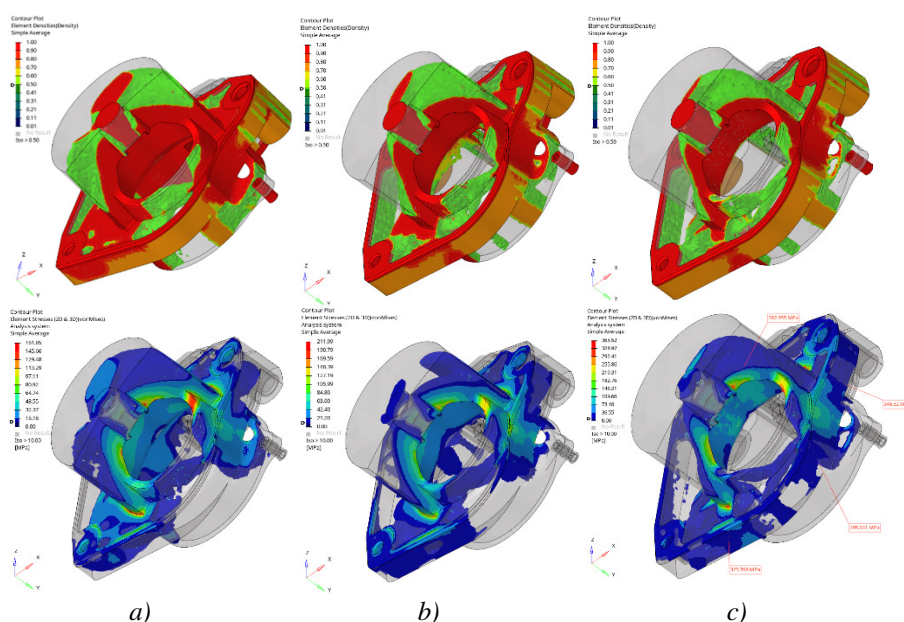
Dane materiałowe dla stopu aluminium AlSi9Cu3 przyjęto zgodnie z kartą charakterystyki stopu. Powołując się na zalecenia producenta rozruszników zadanie rozwiązywano w zakresie liniowo-sprężystym, przy czym, graniczną wartość naprężeń

(340 MPa) określono powołując się na korektę Neubera [7]. Postępowanie takie pozwala wykryć miejsca lokalnej plastyczności, unikając rozwiązywania zadania optymalizacji z nieliniową charakterystyką materiału.

Zadanie redukcji masy korpusu rozwiązano w trzech etapach, obejmujących redukcję masy do 60%, 45% oraz 30% masy założonej przestrzeni projektowej (por.rys.5a), z uwzględnieniem warunku dopuszczalnych naprężeń. Zastosowano również ograniczenie technologiczne *Draw Direction Constraint*, ze względu na przyjętą metodę wytwarzania (odlewanie wysokociśnieniowe).

Na rys.7 przedstawiono rozkład pseudogęstości oraz warstwy naprężeń dla trzech analizowanych przypadków. Jak można zauważyć, wartości naprężeń dla przypadków a i b nie przekraczają założonej wartości 340 MPa, a dla przypadku c naprężenia są większe od dopuszczalnych jedynie o 25 MPa.



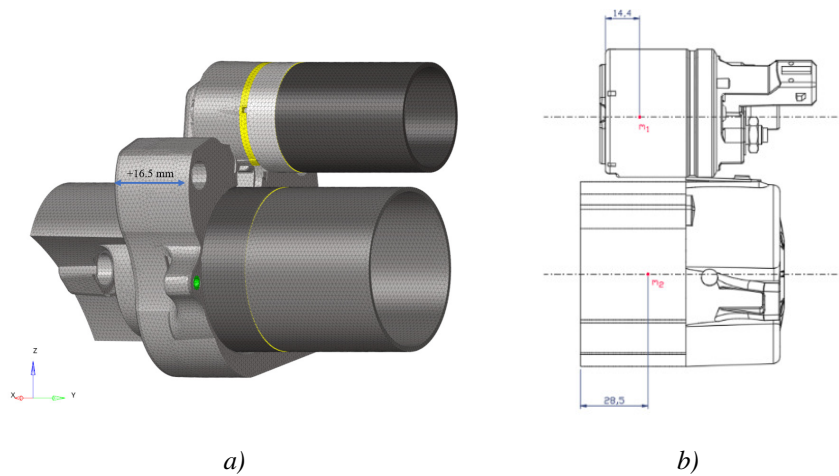


Rysunek 7. Wyniki optymalizacji topologicznej ZADANIA I: a) redukcja do 60% masy, b) redukcja do 45%, c) redukcja do 30%

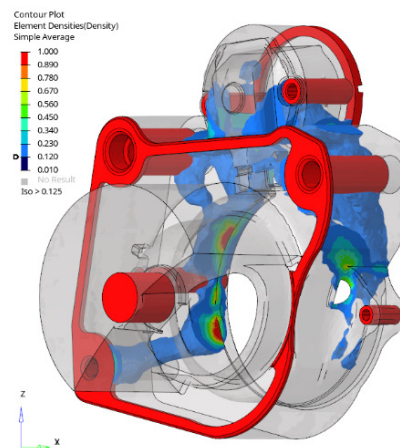
### 5. Optymalizacja topologiczna – ograniczenia częstotliwościowe

Sposób przygotowania modelu dyskretnego do rozwiązania ZADANIA II jest zbliżony do zadania poprzedniego. Zasadnicza różnica polega na uwzględnieniu w analizie masy silnika elektrycznego oraz włącznika elektromagnetycznego. Elementy te w modelu reprezentują walce (rys.8a) oraz masy skupione, których wielkość i położenie odpowiada masie podzespołów silnika elektrycznego i włącznika (rys.8b). Wielkości te mają wpływ na częstotliwości i postaci drgań rozrusznika i muszą zostać uwzględnione w analizie. Ocena pierwszych postaci drgań własnych konstrukcji wyjściowej wskazuje na niedostateczną sztywność korpusu w miejscu jego połączenia z silnikiem elektrycznym i włącznikiem. Dlatego powiększono przestrzeń projektową tak, jak zaznaczono na rys.8a.

Wynikiem rozwiązania ZADANIA II (rys.9) jest rozkład pseudogęstości w elementach modelu (dla przejrzystości ukryto model silnika i włącznika). Częstotliwość odpowiadająca pierwszej postaci drgań własnych wynosi 249 Hz i jest powyżej częstotliwości 230 Hz, wyznaczającej zakres pracy urządzenia. Rezultaty uzyskane po rozwiązaniu obu opisanych zadań optymalizacji topologicznej będą podstawą do rekonstrukcji modelu korpusu rozrusznika.



Rysunek 8. Model do rozwiązania ZADANIA II: a) model dyskretny, b) położenie mas skupionych



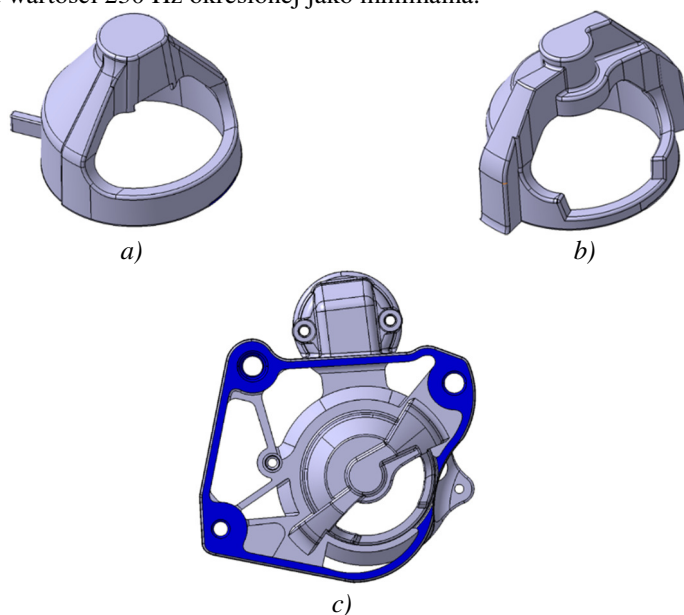
Rysunek 9. Rozkład pseudogęstości po rozwiązaniu ZADANIA II

## 6. Rekonstrukcja modelu rozrusznika

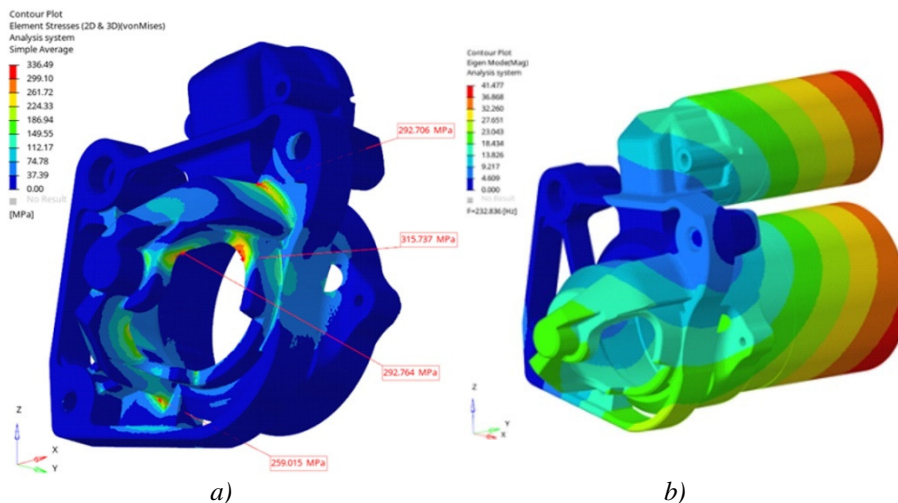
Ostatnim etapem pracy jest opracowanie zmodyfikowanej postaci konstrukcyjnej korpusu. Jak już wcześniej wspomniano, rekonstrukcja zostanie wykonana w oparciu o wyniki obu rozwiązanych zadań, przy czym rezultaty te należy traktować jedynie jak wskazówkę dla konstruktora. Podczas budowy modelu szczególną uwagę zwrócono na obszary, gdzie obserwowano duże spiętrzenia naprężeń. Tam wstawiono większe promienie zaokrąglenia. Ponadto wzmocniono sam nos korpusu (rys.10a), zmieniając kształt wzmocnień (rys.10b). Postanowiono również utworzyć obszary otwarte (rys.10c) z odpowiednio dobranym uźebrowaniem.



Tak przygotowany model poddano ponownie obliczeniom. Analizując uzyskane wyniki (rys.11a) można stwierdzić, że w modelu po rekonstrukcji naprężenia zredukowane wynoszą około 337 MPa i są niższe od naprężeń uznanych za graniczne. Ponadto pierwsza częstość drgań własnych (rys.11b) wynosi około 233Hz i jest wyższa od wartości 230 Hz określonej jako minimalna.



Rysunek 10. Model korpusu po rekonstrukcji: a) nos przed rekonstrukcją, b) nos po rekonstrukcji, c) propozycja korpusu z otwartymi przestrzeniami,



Rysunek 11. Wyniki analizy modelu po rekonstrukcji: a) warstwy naprężeń zredukowanych korpusu, b) pierwsza postać drgań własnych rozrusznika

## 7. Wnioski

Analizując wyniki przeprowadzonych obliczeń można stwierdzić, że cel rekonstrukcji został osiągnięty. Masa korpusu po rekonstrukcji wynosi 0.381 kg i jest o około 10% mniejsza od masy korpusu będącego obecnie w produkcji, wynoszącej 0.421 kg. Wynik taki należy uznać za bardzo dobry tym bardziej, że postać konstrukcyjna korpusu rozrusznika była już przedmiotem wielu analiz i prób zmniejszenia jego masy. Zmodyfikowana konstrukcja korpusu spełnia również założone kryteria wytrzymałościowe. W miejscu, w którym występowały przypadki pęknięcia korpusów rozrusznika podczas prowadzonych testów laboratoryjnych, naprężenia zredukowane po rekonstrukcji wynoszą 337 MPa, co należy uznać za wartość bezpieczną. Pierwsza częstość drgań własnych korpusu jest większa od wymaganych 230 Hz, co z kolei pozwala przypuszczać, że konstrukcja nie wpadnie w rezonans podczas pracy. Podsumowując należy stwierdzić, że wykorzystanie narzędzi optymalizacji topologicznej pozwala wyeliminować czasochłonne cykle projektowania, eliminując równocześnie konieczność budowania wielu modeli oraz wykonywania obliczeń dla każdego z nich osobno. Trzeba jednak pamiętać, że narzędzie optymalizacji nie dokona oceny inżynierskiej oraz nie podejmie ostatecznej decyzji, która wciąż należy do konstruktora.

## LITERATURA

1. STADNICKI J., Teoria i praktyka rozwiązywania zadań optymalizacji, WNT, Warszawa 2006.
2. BENDSOE M.P, SIGMUND O., Topology Optimization: Theory, Methods, and Applications, Springer, 2003.
3. Practical Aspects of Structural Optimization with Altair OptiStruct, Altair University, 3<sup>rd</sup> Edition 08/2018.
4. Optimization Process, Altair HyperWorks Help.
5. Altair OptiStruct® Concept Design with Topology and Topography Optimization, Altair Engineering, April, 2009.
6. Practical Aspects of Finite Element Analysis, Altair University, 5<sup>th</sup> Edition 04/2019.
7. NEUBER, H., "Theory of Stress Concentration for Shear Strained Prismatical Bodies with Arbitrary Non Linear Stress Strain Law," J.Appl.Mech., Dec. 1961, pp. 544-550.