

## ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA GENERATORA DLA TŁUMIKA MAGNETOREOLOGICZNEGO W SAMOZASILAJĄCYM SIĘ UKŁADZIE REDUKCJI DRGAŃ

Krzysztof MICHALCZYK\*, Bogdan SAPIŃSKI\*\*, Zbigniew SZYDŁO\*

\*Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki,  
Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

\*\*Katedra Automatykacji Procesów, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki,  
Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

[kmichal@agh.edu.pl](mailto:kmichal@agh.edu.pl), [deep@agh.edu.pl](mailto:deep@agh.edu.pl), [zsydlo@agh.edu.pl](mailto:zsydlo@agh.edu.pl)

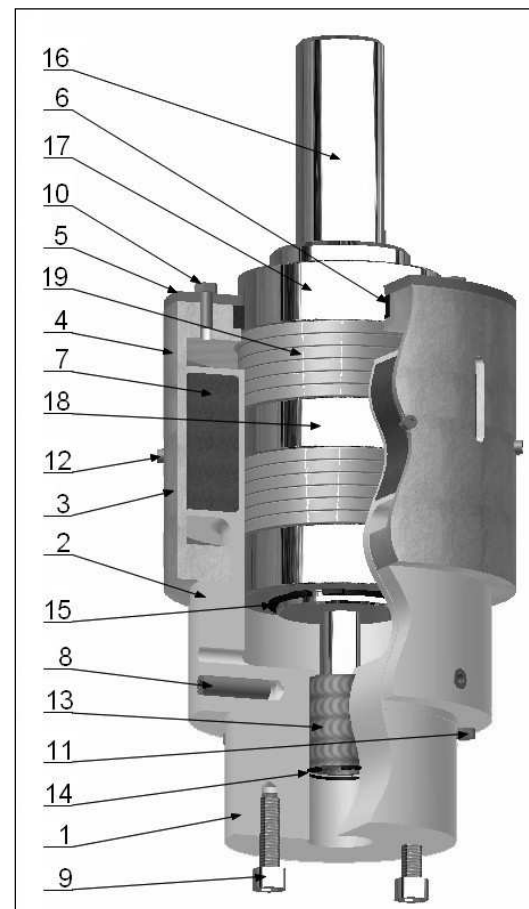
**Streszczenie:** W pracy przedstawiono analizę wyężenia generatora elektromagnetycznego zasilającego liniowy tłumik magnetoreologiczny (MR). Generator ten współpracuje z tłumikiem MR w układzie równoległym. Elementem generatora, który podlega największym obciążeniom jest jego korpus, gdyż jest on związany ze źródłem drgań. W pracy zaprezentowano wyniki symulacji numerycznych oraz obliczeń wskazujących miejsca najbardziej wyężone. Podano również wskazówki pozwalające na obniżenie poziomu naprężeń w miejscach ich koncentracji.

### 1. CEL I ZAKRES PRACY

Celem głównym pracy jest analiza stanu wyężenia generatora zasilającego tłumik MR w samozasilającym się układzie redukcji drgań (Wang i in., 2009, Sapiński 2011). Generator pracuje z tłumikiem MR w układzie równoległym. Budowę generatora przedstawiono na Rys. 1 (Sapiński, 2010), a zestawienie elementów konstrukcji zamieszczono w Tab. 1. Obudowa generatora jest związana ze źródłem drgań, natomiast trzpień jest mocowany po stronie wibroizolowanej. Układ ten może mieć usytuowanie zarówno pionowe jak i poziome. W pierwszym przypadku obciążenia wynikające z pracy układu przy zadanych parametrach drgań przyjmują wartości skrajne, co wynika z sumowania się lub różnicy przyspieszeń wywołanych drganiami i przyspieszenia ziemskiego. W przypadku usytuowania poziomego, obciążenia przyjmują wartości pośrednie, dlatego też tego usytuowania nie rozważano w pracy. Wymuszenia generowane przez wzbudnik w trakcie badań układu redukcji drgań, mają charakter sinusoidalnie zmienny oraz ustalone graniczne wartości amplitud i częstotliwości. Obciążenia działające na zespół trzpienia ze względu na związanie go z obiektem wibroizolowanym są znacznie niższe niż te, które działają na obudowę generatora związanego ze wzbudnikiem drgań. Dla trzpienia maksymalne przyspieszenie wynikające z drgań nie przekracza  $8\text{m/s}^2$ , a w przypadku obudowy przyspieszenie to może osiągać wartość prawie siedmiokrotnie większą. Czynniki te sprawiły, że w analizie wyężenia generatora pominięto zespół trzpienia magnetycznego. Oddziaływania magnetyczne pomiędzy obudową i trzpieniem powodują wysoką niestabilność współosiowości tych elementów, czemu przeciwdziała pierścień prowadzący (element 6 na Rys. 1) oraz łożysko liniowe rdzenia (element 13 na Rys. 1).

Oddziaływania te oraz wywołane nimi zużycie ścierne współpracujących elementów pominięto. Celem dodatkowym opracowania jest sformułowanie – na podstawie prze-

prowadzonych analiz – zaleceń konstrukcyjnych, pomocnych przy projektowaniu generatorów ze względu na ich wytrzymałość.



Rys. 1. Budowa generatora zasilającego tłumik MR

**Tab. 1.** Elementy konstrukcji generatora

Lp	Nazwa	Ilość szt.	Materiał	Gęstość [kg/m <sup>3</sup> ]	Masa [kg]	R <sub>e</sub> [MPa]	E [MPa]	Liczba Poissona
1.	Korpus	1	PA 6G	1150	0,631	70	3000	0,4
2.	Tuleja pośrednia	1	PA 6G	1150	0,247	70	3000	0,4
3.	Pokrywa dolna	1	S235	7860	1,422	235	205000	0,3
4.	Pokrywa górna	1	S235	7860	1,500	235	205000	0,3
5.	Oprawa pierścienia prowadzącego	1	S235	7860	0,294	235	205000	0,3
6.	Pierścień prowadzący	1	PTFE	2160	0,024	-	-	-
7.	Uzwojenie cewki indukcyjnej	1	Cu/PE	6113	2,117	-	-	-
8.	Kołek walcowy z gwintem wewnętrznym 8u7×28 ISO8735A	3	C45	7860	0,010	410	205000	0,3
9.	Śruba M8 × 28 - 5.8-B PN/M-82302	2	-	7860	0,017	400	205000	0,3
10.	Śruba M5 × 14 - 5.8-B PN/M-82101	3	-	7860	0,004	400	205000	0,3
11.	Śruba M5 × 65 - 5.8-B PN/M-82101	3	-	7860	0,012	400	205000	0,3
12.	Śruba M3 × 5 - 6.6-B PN/M-82302	6	-	7860	0,001	400	205000	0,3
13.	Łożysko liniowe trzpienia	1	-	-	-	-	-	-
14.	Pierścień osadczy sprężynujący W26	1	65G	7860	-	-	-	-
15.	Pierścień osadczy sprężynujący Z50	1	65G	7860	-	-	-	-
16.	Trzpień	1	Al-Cu4MgSi(A)	2790	1,041	145	72500	0,33
17.	Pierścień dystansowy 80 × 50 × 24	2	-	-	-	-	-	-
18.	Pierścień dystansowy 80 × 50 × 20	1	-	-	-	-	-	-
19.	Magnesy neodymowo-borowe	12	-	-	-	-	-	-

## 2. ZAŁOŻENIA DO OBLICZEŃ

Model generatora przyjęty do obliczeń i analiz uwzględnia następujące założenia:

- Obciążenie obudowy generatora jest wynikiem tylko i wyłącznie sił masowych wynikających z jej ruchu posuwisto-zwrotnego, grawitacji oraz więzów wynikających z przymocowania go do pozostałych elementów stanowiska doświadczalnego. Kierunek działania tych sił jest zgodny z kierunkiem osi obudowy.
- Pomija się masę łożyska wzdłużnego, prowadzącego czop swobodny trzpienia oraz masę pierścienia osadczego sprężynującego, ustalającego to łożysko w obudowie generatora.
- Pomija się siły wynikające z oddziaływania trzpienia na cewkę indukcyjną będącą częścią obudowy generatora.
- Pomija się siłę tarcia występującą pomiędzy teflonowym pierścieniem prowadzącym trzpień w obudowie generatora a pierścieniem dystansowym. Luz średnicowy występujący pomiędzy trzpieniem a otworem pierścienia teflonowego wynosi 0,6 mm.
- Przyjmuje się, że obudowa generatora usytuowana jest pionowo tak, że trzpień wsunięty jest w nią od góry.
- Przyspieszenie działające na obudowę generatora wynika z założenia że:
  - ruch obudowy generatora jest sinusoidalny;
  - częstotliwość drgań  $f$  zmienia się w zakresie (2, 20) Hz;
  - maksymalna amplituda drgań wynosi  $A_{max}=3,5$  mm.
 W wyniku przyjęcia tych założeń obliczono maksymalne przyspieszenia działające na obudowę generatora:
  - gdy przyspieszenie wynikające z ruchu i przyspieszenie ziemskie odejmują się – wariant obciążenia I:

$$a_{maxI}=A_{max} \cdot \omega^2 - g = 0,0035 \cdot (20 \cdot 2\pi)^2 - 9,81 = 45,46 \text{ m/s}^2 \quad (1)$$

- gdy przyspieszenie wynikające z ruchu sumuje się z przyspieszeniem ziemskim – wariant obciążenia II:

$$a_{maxII}=A_{max} \cdot \omega^2 + g = 0,0035 \cdot (20 \cdot 2\pi)^2 + 9,81 = 65,08 \text{ m/s}^2 \quad (2)$$

Masa wszystkich części, wchodzących w skład obudowy generatora, z pominięciem łożyska liniowego oraz pierścienia osadczego sprężynującego (elementy 13 i 14 w Tab. 1) wynosi 6,317 kg.

W skład analizowanej części obudowy generatora wchodzi elementy wyszczególnione w Tab.1 (elementy 1–12).

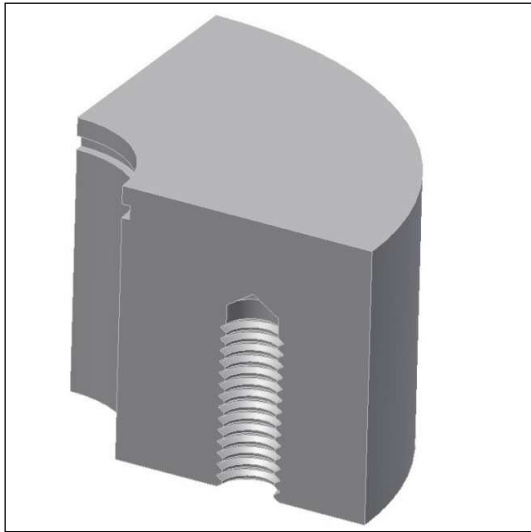
## 3. ŚRODOWISKO SYMULACJI NUMERYCZNYCH

Analizy numeryczne przeprowadzono przy użyciu pakietu ANSYS w module WorkBench. Moduł ten w zależności od wybranego przez użytkownika typu analizy, dobiera odpowiedni rodzaj elementu skończonego. Użytkownik może użyć elementów tetragonalnych lub heksagonalnych i wybrać siatkę swobodną lub uporządkowaną. Posiada on również narzędzia do kontroli wielkości elementów, miejscowego zagęszczenia siatki, kontroli par kontaktowych i narzędzie do kontroli zbieżności rozwiązania (ANSYS, 2009).

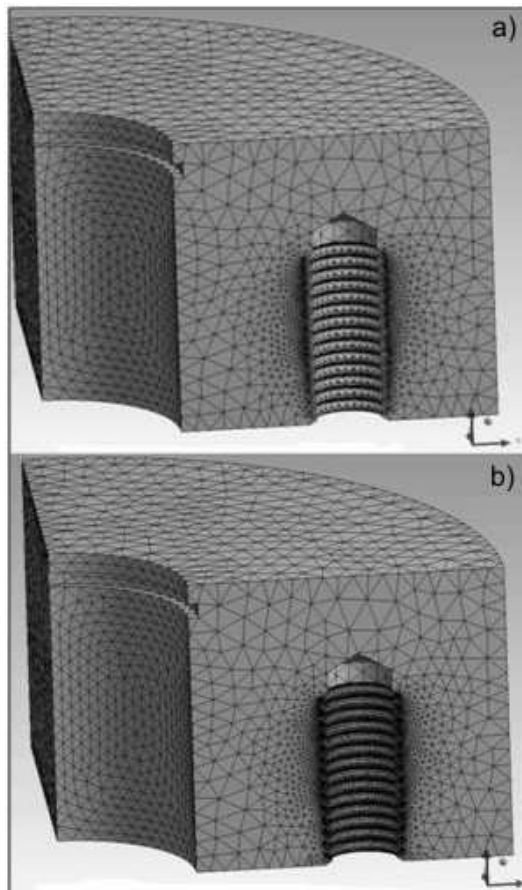
## 4. ANALIZA POŁĄCZENIA GWINTOWEGO POMIĘDZY KORPUSEM A PODSTAWĄ

Korpus obudowy (element 8 na Rys. 1), wykonany z poliamidu PA6G przykręcony jest do podstawy związanej ze źródłem drgań za pomocą dwóch śrub M8×28–5.8. Spośród wszystkich połączeń występujących w złożeniu obudowy korpusu, właśnie to połączenie przenosi największe

obciążenia związane z siłami masowymi. W dostępnej literaturze brak jest szczegółowych informacji dotyczących nośności połączeń gwintowych, wykonanych z użyciem tworzyw sztucznych.



Rys. 2. Model korpusu dla analizy połączenia gwintowego M8



Rys. 3. Dwa warianty siatki, o różnym stopniu zagęszczenia elementów na gwincie: a) model o pierwotnej siatce elementów: 79 504 elementy; b) model o zagęszczonej siatce elementów: 251 117 elementów

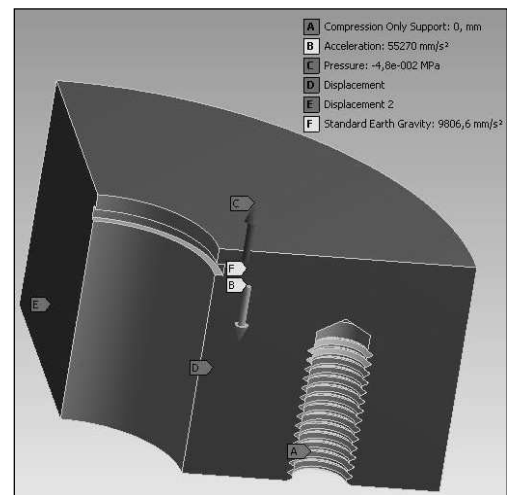
Aby zachować możliwie krótki czas obliczeń, analizie poddano tylko tę część korpusu, w której znajdują się dwa

otwory gwintowane M8×20. Analizowaną część korpusu przedstawiono na Rys. 2. Przyjęto, że wysokość analizowanej części wynosi 30 mm, a głębokość wkręcenia śruby w korpus 15 mm. Ze względu na symetrię analizowanego elementu, obliczenia przeprowadzono jedynie dla ¼ jego modelu. Zmniejsza to czas obliczeń i pozwala na dokładniejszą analizę (Morris, 2008). Zarys gwintu wewnętrznego w korpusie posiada geometrię zgodną z PN/M-02013, przy czym zachowując skok gwintu zgodny z normą ( $h=1,25$  mm) założono dla uproszczenia, że kąt wzniosu linii śrubowej jest równy zeru. W rzeczywistości kąt ten wynosi  $3,168^\circ$ , co sprawia, że przyjęte założenie nie ma praktycznie wpływu na dokładność analizy naprężeń.

Przeprowadzono wytrzymałościowe analizy statyczne przy różnym stopniu zagęszczenia siatki. W opracowaniu zamieszczono tylko wyniki z ostatnich analiz, przy których różnica w uzyskanych wartościach maksymalnych naprężeń głównych nie przekroczyła 1%. Na Rys. 3a, b przedstawiono oba warianty siatki.

#### 4.1. Modelowanie więzów i obciążeń

Analizowane połączenie gwintowe jest obciążone jedynie wtedy, gdy przyspieszenie wynikające z drgań obudowy „odrywa” ją od podstawy, do której jest przykręcona śrubami M8×28. Jest to wariant obciążenia I. W sytuacji gdy obudowa, w wyniku działającego na nią przyspieszenia, jest dociskana do podstawy, obciążenie od sił masowych w miejscu połączenia przenoszone jest przez powierzchnię czołową korpusu obudowy, stykającą się z podstawą. Ze względu na znikome wartości nacisków wówczas występujących, tego przypadku nie brano pod uwagę.



Rys. 4. Obciążenia i więzy modelu połączenia gwintowego śrub M8×20 z korpusem

Na Rys. 4 przedstawiono więzy oraz obciążenia, którym poddano analizowane połączenie. Gwint śruby wkręconej na długość 12 zwojów (na 14 zwojów gwintu w otworze), zamodelowano w postaci sztywnych podpór. Założenie to jest słuszne, gdyż moduł sprężystości wzdłużnej dla stali jest około 70 razy wyższy niż dla poliamidu PA6G. To obciążenie oznaczono na Rys. 4 literą A. Obciążenie B jest konsekwencją drgań. Obciążenie C modeluje siłę ma-

sową pochodzącą od drgań odciętej części obudowy. Masa analizowanej części wynosi 0,199 kg. Siła wynikająca z drgań odciętej części ma wartość:

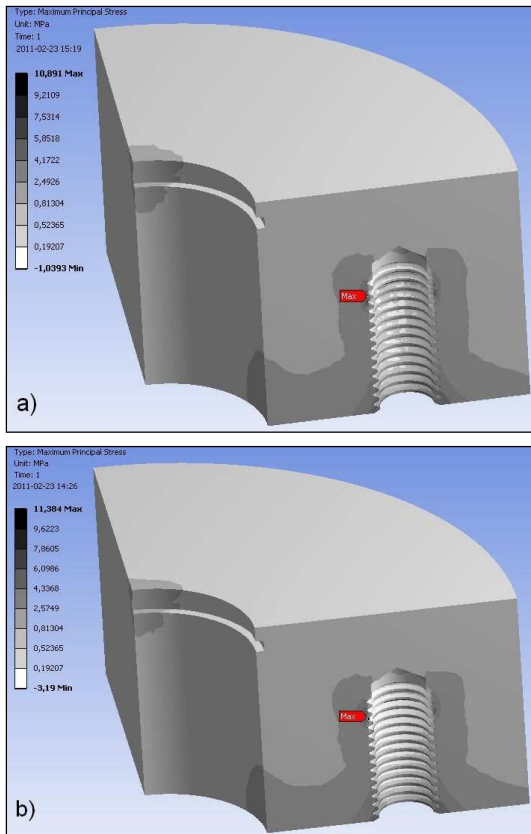
$$Q_{1/4c} = m_{1/4c} \cdot a_{\max I} = \frac{1}{4}(6,317 - 0,199) \cdot 45,46 \approx 70 \text{ N} \quad (3)$$

gdzie:  $m_{1/4c}$  – to ¼ masy pominiętej w analizie części obudowy generatora. Obciążenie C w postaci ujemnego ciśnienia ma zatem wartość:

$$p = \frac{Q_{1/4c}}{A_{1/4}} = \frac{70}{1458} = 0,048 \text{ MPa} \quad (4)$$

Obciążenia D i E to więzy wynikające z wykorzystania symetrii modelu korpusu. Obciążenie F to przyspieszenie ziemskie o wartości  $9,8066 \text{ m/s}^2$ .

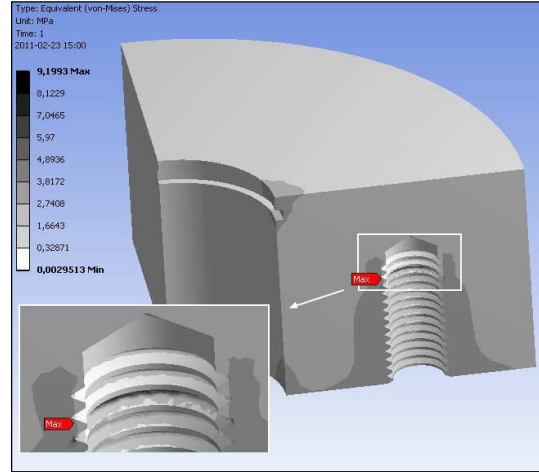
## 4.2. Wyniki symulacji



**Rys. 5b.** Rozkład maksymalnych naprężeń głównych w modelu zbudowanym z: a) 79504 elementów; b) 251117 elementów

Dla obydwu wariantów siatek elementów maksymalne naprężenia główne nie przekroczyły w najbardziej wyężonym miejscu 11,5 MPa. Maksymalne wartości naprężeń wystąpiły na dwunastym zwoju gwintu, licząc od jego początku. Rozkład maksymalnych naprężeń głównych dla siatek a) i b) z Rys. 3 pokazano na wykresach konturowych (Rys. 5). Maksymalne naprężenia główne wyniosły dla wariantu a) 10,9 MPa, a dla wariantu b) 11,4 MPa.

Różnica pomiędzy wartościami maksymalnymi naprężeń głównych dla siatki pierwotnej i ponad trzykrotnie zagęszczonej nie przekroczyła 4,5%. Maksymalne naprężenia zredukowane HMM dla modelu z Rys. 3b wystąpiły w tym samym miejscu a ich wartość nie przekroczyła 9,2 MPa (Rys. 6).



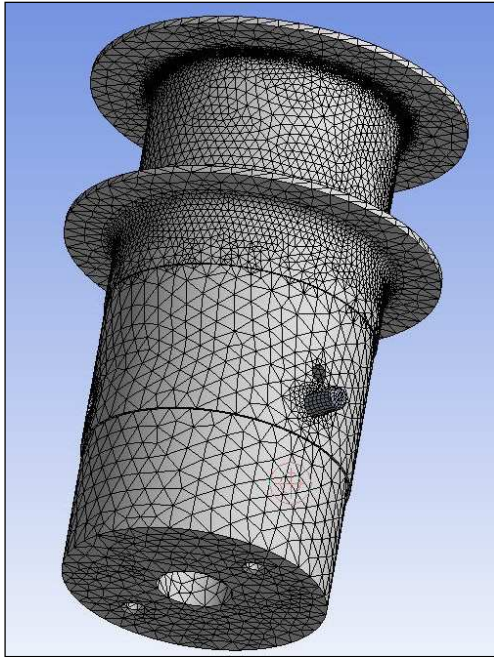
**Rys. 6.** Rozkład naprężeń zredukowanych w modelu zbudowanym z 251117 elementów

Dla Poliamidu PA6G granica plastyczności wynosi około  $75 \text{ MPa}$ , a zatem jak widać z wykresów konturowych na Rys. 5 i 6, zarówno maksymalne wartości naprężeń normalnych jak i maksymalne wartości naprężeń zredukowanych są od niej kilkukrotnie mniejsze. W zadanych warunkach zapewniono bezpieczną pracę analizowanego połączenia.

## 5. ANALIZA NAPRĘŻEŃ I ODKSZTAŁCEŃ KORPUSU GENERATORA POD DZIAŁANIEM SIŁ MASOWYCH

Celem tej analizy było określenie stanu wyężenia korpusu ze szczególnym uwzględnieniem części stanowiącej posadowienie cewki indukcyjnej (element 1 na Rys. 1) oraz połączeń kołkowych kołkami walcowymi  $8u7 \times 28$  (element 8 na Rys. 1). Cewka jest – z punktu widzenia wytrzymałości korpusu – ważnym elementem, ze względu na znaczną masę uzwojenia oraz niewielką (2,5 mm) grubość ścianek karkasu, utrzymujących ją w odpowiednim położeniu, natomiast w połączeniu kołkowym występuje wcisk, poprzez zastosowane pasowania  $\phi 8H8/u7$ .

Ostateczną wersję siatki elementów, modelującą korpus wraz z kołkiem walcowym przedstawiono na Rys. 7. Siatka ta składa się z 252214 elementów. W budowie tej siatki użyto narzędzia *refinement* na poziomie pierwszym dla czternastu powierzchni modelu, w tym powierzchni karkasu, powierzchni zaokrągleń o promieniu 1 mm, oraz powierzchni otworów  $\phi 8H8$ . Ze względu na złożoną geometrię korpusu, do budowy jego modelu użyto siatki elementów tetragonalnych. Korzystając z kołowej symetrii kołka  $8u7$ , do budowy jego modelu użyto siatki z dominującymi elementami heksagonalnymi, o długości elementu wynoszącej 2 mm.



Rys. 7. Siatka elementów modelu złożenia korpusu z kołkami składająca się z 252214 elementów

### 5.1. Modelowanie obciążeń i więzów

W trakcie pracy, na korpus generatora działają następujące więzy i obciążenia:

- więzy połączenia korpusu z podstawą śrubami M8×28;
- siły bezwładności wynikające z masy samego korpusu;
- siły bezwładności uzwojenia nawiniętego na korpus;
- siły bezwładności pochodzące od pozostałych elementów obudowy przymocowanych do korpusu za pomocą kołków walcowych 8u7×28 ISO8735A;
- obciążenia wywołane wciskowym połączeniem kołków 8u7×28 z korpusem.

W tych analizach, otwory gwintowane M8×20 – badane w poprzedniej analizie – zamodelowano w postaci otworów walcowych, w celu zmniejszenia czasochłonności obliczeń. Powierzchnie walcowe otworów utwierdzono, co reprezentuje obciążenie A na Rys. 8.

Ze względu na różne wartości maksymalnych przyspieszeń całkowitych, należy przeanalizować zarówno przypadek, gdy wektor przyspieszenia wynikającego z drgań jest skierowany w dół – wariant obciążenia I, jak i wówczas, gdy jest skierowany w górę – wariant obciążenia II.

Uzwojenie składa się z 260 zwojów taśmy miedzianej z jednostronną izolacją. Grubość taśmy wynosi 0,08 mm przy czym pasek miedziany ma grubość 0,05 mm a pasek izolacji posiada grubość 0,03 mm. Szerokość paska miedzi to 50 mm a szerokość paska izolacji wynosi 54 mm. Przyjęto następujące gęstości: dla miedzi  $\rho_{Cu}=8,940 \text{ g/cm}^3$ , dla izolacji  $\rho_{PE}=1,400 \text{ g/cm}^3$ . Na tej podstawie obliczono średnią gęstość, oraz masę uzwojenia podaną w Tab. 1. Modelując obciążenie wynikające z bezwładności uzwojenia nawiniętego na korpus przyjęto założenie – działające na korzyść bezpieczeństwa obliczeń – że nie występuje sprężenie cierne pomiędzy kolejnymi warstwami uzwojenia. Sytuacja taka może w rzeczywistości mieć miejsce, w przypadku gdy

w wyniku drgań, nastąpi poluzowanie nacisku między kolejnymi nawinięciami uzwojenia. Obciążenie zamodelowano zatem w postaci ciśnienia  $p_u$  na powierzchniach kołnierzy oporowych cewki indukcyjnej. Wartość ciśnienia  $p_u$  (obciążenie F na Rys.7) obliczono z wzoru:

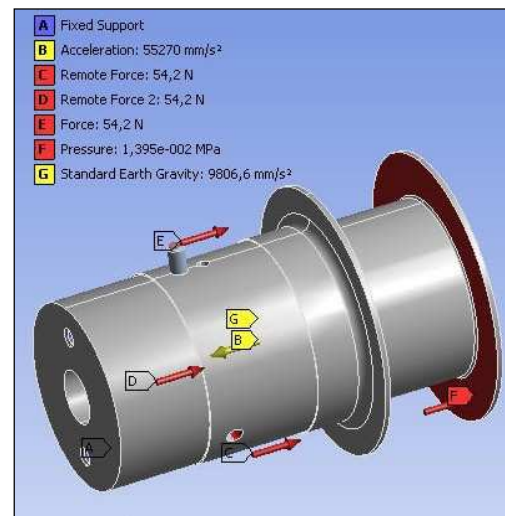
$$p_u = \frac{m_u \cdot (a_{\max I} + a_{\max II})}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_z^2 - D_w^2)} = 0,01395 + 0,01998 \text{ MPa} \quad (5)$$

gdzie:  $m_u=2,117 \text{ kg}$  to masa uzwojenia,  $a_{\max I}$  i  $a_{\max II}$  to sumaryczne przyspieszenia obliczone według wzorów (1) i (2).  $D_z=128 \text{ mm}$  i  $D_w=87,2 \text{ mm}$  to kolejno zewnętrzna i wewnętrzna (z uwzględnieniem promienia zaokrąglenia) średnica kołnierza oporowego cewki.

Masa elementów mocowanych do korpusu wraz z mocującymi je kołkami walcowymi wynosi 3,571 kg. Wartości sił dynamicznych przypadających na każde z trzech połączeń kołkowych z kołkami 8u7×28, wynikające z drgań tych elementów oznaczone na Rys. 8 jako C, D, E, obliczono z wzoru:

$$F_k = \frac{m_k \cdot (a_{\max I} + a_{\max II})}{3} = 54,2 + 77,5 \text{ N} \quad (6)$$

Wymienione wyżej obciążenia dla przypadku, gdy ruch korpusu powoduje dociskanie uzwojenia cewki do górnego kołnierza oporowego ilustruje Rys. 8.



Rys. 8. Model obciążeń przy wariacie obciążeń I

Tylko jedno z trzech połączeń wciskowych zamodelowano w sposób odpowiadający rzeczywistemu połączeniu. Pozwoliło to, z jednej strony na pełną analizę zjawisk w tym połączeniu, z drugiej zaś znacząco skróciło czas obliczeń. Siły pochodzące od pominiętej części obudowy zamodelowano jako skupione i przyłożone do końców kołków (oznaczenia C, D, E na Rys. 8), co stanowi uproszczenie działające na korzyść bezpieczeństwa obliczeń.

Połączenie wciskowe pomiędzy korpusem i kołkiem zamodelowano dla przypadku największego możliwego do osiągnięcia wcisku. W rzeczywistości prawdopodobieństwo wystąpienia jednocześnie takich parametrów geometrycznych kołków i otworów jest znikome a średni wcisk

dla założonego pasowania wyniesie 24,5 μm. Dla pasowania  $\phi 8H8/u7$  odchyłki wynoszą: ES=0,022 mm; EI=0 mm; es=0,043 mm; ei=0,028 mm. Średnicę otworu w korpusie zamodelowano zatem jako  $\phi 8,000$  mm natomiast średnicę kołka jako  $\phi 8,043$  mm. Ciśnienie pomiędzy kołkiem a korpusem można w przybliżeniu obliczyć, przyjmując że korpus otaczający kołek jest pierścieniem o nieskończenie dużej średnicy zewnętrznej. Z wzoru:

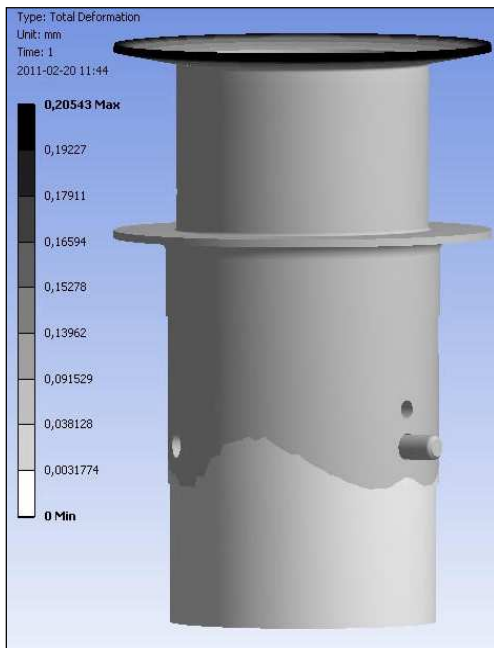
$$p = \frac{w - (R_{z1} + R_{z2})}{d_{nom}} \cdot \left[ \frac{1 + x_1^2}{E_1} - \nu_1 + \frac{1 + x_2^2}{E_2} + \nu_2 \right]^{-1} \quad (7)$$

gdzie:  $w$  – wcisk maksymalny,  $R_{z1}$  i  $R_{z2}$  – chropowatości kołka i korpusu,  $d_{nom}$  – nominalna średnica kołka,  $x_i = d_i/D_i$  dla  $i=1, 2$  to stosunek średnicy wewnętrznej do zewnętrznej odpowiednio kołka i korpusu,  $E$  i  $\nu$  to odpowiednio *moduł Younga* i *liczba Poissona*, obliczono wartość ciśnienia  $p=11,4$  MPa. Naprężenia zredukowane HMM wynikające tylko z wcisku wyniosą na powierzchni otworu korpusu (8):

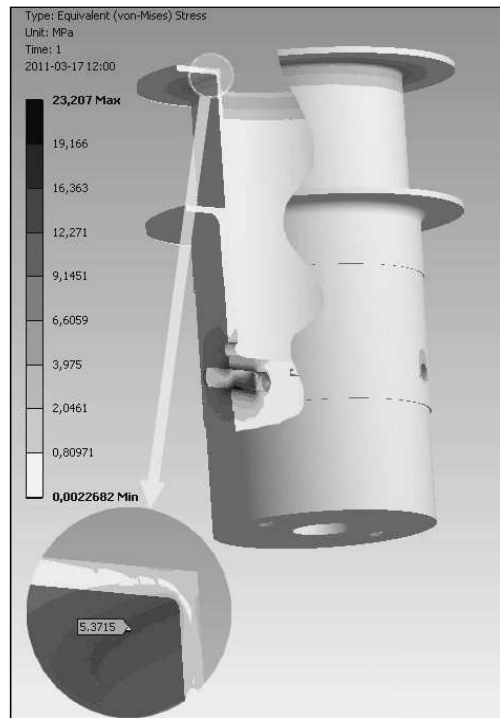
$$\sigma_{HMH} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{r2} - \sigma_{\phi 2})^2 + (\sigma_{\phi 2} - \sigma_{z2})^2 + (\sigma_{z2} - \sigma_{r2})^2} \quad (8)$$

gdzie:  $\sigma_{r2} = -p$ ,  $\sigma_{\phi 2} = p \cdot k_2$ , natomiast  $\sigma_{z2}$  to naprężenia wzdłużne, a ich wartość jest trudna do oszacowania i zależy od współczynnika tarcia i warunków montażu. Pomijając wpływ naprężeń wzdłużnych, wartość naprężeń zredukowanych wyniesie  $\sigma_{HMH}=19,7$  MPa.

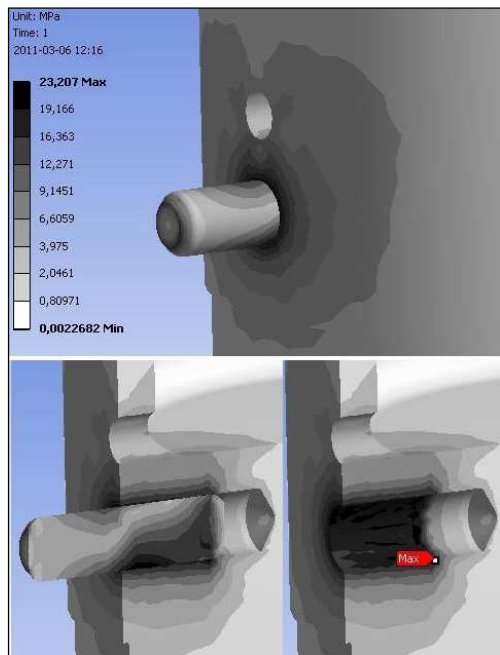
## 5.2. Wyniki symulacji i obliczeń dla wariantu obciążeń I



Rys. 9. Wykres konturowy sumarycznych odkształceń korpusu obudowy generatora (dwudziestokrotne powiększenie)



Rys. 10. Rozkład naprężeń zredukowanych HMM z powiększonym obszarem koncentracji naprężeń górnego kołnierza oporowego uzwojenia cewki



Rys. 11. Rozkład naprężeń zredukowanych HMM z powiększonym obszarem połączenia wciskowego korpusu z kołkiem  $\phi 8H8/u7$

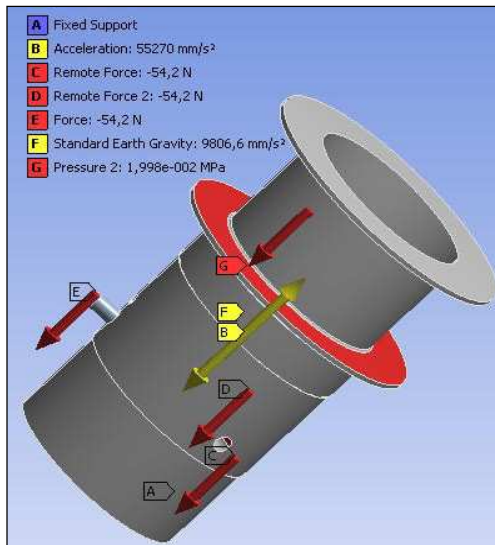
Jak widać na Rys. 9 najbardziej odkształconym elementem korpusu jest górny kołnierz, który na swojej zewnętrznej średnicy ugiął się od położenia pierwotnego o około 0,2 mm. Naprężenia zastępcze w złożeniu korpus – kołek przedstawiono na Rys. 10. Maksymalna wartość naprężeń zastępczych widoczna na wykresie konturowym wynosi około 23,5 MPa. Wartość ta wystąpiła w połączeniu wciskowym

na powierzchni wewnętrznej otworu  $\varnothing 8H8$ . Wartość ta jest zatem bardzo zbliżona do obliczonej według zależności (8). Różnica wynika z dodatkowego działania siły przyłożonej na końcu kołka oraz faktu, że w rzeczywistości korpus nie jest tarczą o nieskończonym promieniu a więc współczynnik geometryczny  $x_2$  będzie większy od zera.

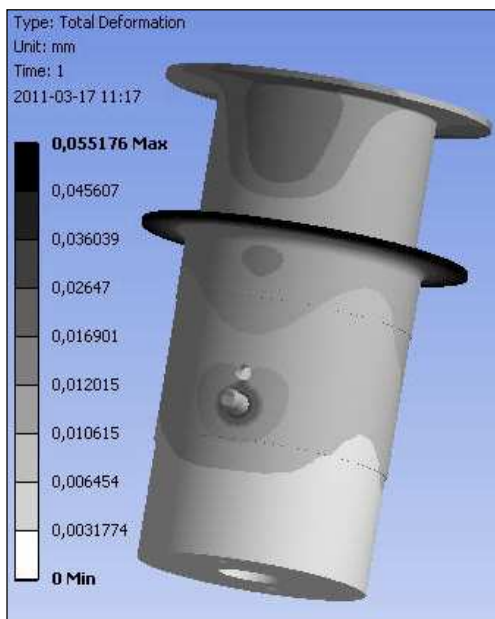
Jak widać na powiększeniu wykresu konturowego, w miejscu koncentracji naprężeń w górnym kołnierzu oporowym, naprężenia zastępcze są tam znacznie niższe, a ich wartość nie przekracza 6 MPa.

### 5.3. Wyniki symulacji i obliczeń dla wariantu obciążeń II

Obciążenia i więzy przedstawiono na Rys. 12.



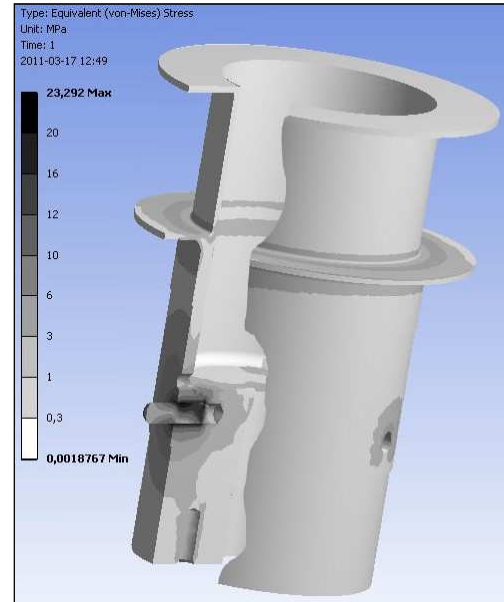
Rys. 12. Model obciążeń w przypadku, gdy ruch korpusu wywołuje nacisk uzwojenia na dolny kołnierz



Rys. 13. Rozkład sumarycznych odkształceń korpusu dla wariantu obciążeń II

Na Rys. 13 przedstawiono wykres konturowy odkształceń sumarycznych korpusu. Maksymalne sumaryczne odkształcenia występujące na dolnym kołnierzu nie przekroczyły 0,06 mm, mimo że przyspieszenia i siły działające na korpus były znacznie większe niż w poprzedniej analizie.

Rozkład naprężeń zredukowanych HMM przedstawiono na Rys. 14.



Rys. 14. Rozkład naprężeń zredukowanych HMM dla wariantu obciążeń II

Porównując wykresy konturowe z Rys. 14 i 10 można zauważyć, że ogólny stan wyężenia korpusu jest dla tego modelu obciążeń (Rys. 12) znacznie mniejszy aniżeli dla modelu według Rys. 8. Maksymalne naprężenia zredukowane występują w obydwu przypadkach w połączeniu wciskowym a ich wartości są niemal identyczne, pomimo że dla modelu z Rys. 12, siły obciążające końce kołków 8u7 są o ponad 30% większe niż według modelu z Rys. 8.

## 6. ANALIZA POŁĄCZENIA GWINTOWEGO POKRYW KORPUSU ŚRUBAMI M3 × 5 - 6.6-B POD DZIAŁANIEM SIŁ MASOWYCH

Miejscem, w którym z wysokim prawdopodobieństwem poziom naprężeń może osiągnąć znaczące wartości, jest połączenie pokrywy górnej i dolnej za pomocą śrub M3×5-6.6 (element 12 na Rys. 1). Zastosowanie połączenia gwintowego na powierzchni walcowej pokryw, mogące budzić wątpliwości z punktu widzenia poprawności konstrukcji, podyktowane jest względami montażowymi. Ze względu na możliwość wyprowadzenia kabli z uzwojenia, w obydwu pokrywach (pozycje 3 i 4 na Rys. 1) wykonano rowki wzdłużne. Rowki te – poprzez znaczące zmniejszenie sztywności pokryw – pozwalają na uzyskanie sprężenia ciernego pomiędzy obiema pokrywami poprzez zastosowanie połączenia gwintowego przy użyciu sześciu śrub M3×5 (element 12 na Rys.1).

Przyjmując że współczynnik tarcia we wszystkich skojarzeniach stal–stal wynosi 0,1, można przy użyciu elementarnych zależności, podanych m. in. w (Dietrich, 2008) obliczyć minimalne wstępne napięcie wszystkich śrub. Parametry połączenia: ilość śrub – 6, długość otworu gwintowanego w pokrywie górnej z uwzględnieniem technologicznego załamania krawędzi zewnętrznej otworu – 1,5 mm, średnice: rdzenia śruby, wewnętrzna gwintu wewnętrznego, podziałowa i nominalna wynoszą odpowiednio:  $d_3=2,387$  mm,  $d_1=2,459$  mm,  $d_2=2,675$  mm,  $d_{nom}=3$  mm. Siła tarcia potrzebna do utrzymania sprzężenia ciernego pomiędzy pokrywą górną a dolną – na podstawie zależności (1) oraz danych z Tab. 1 – wynosi 119 N, stąd przy założonej wartości współczynnika tarcia, siła napięcia wstępnego każdej śruby wyniesie 198,3 N. Naprężenia zredukowane, pochodzące od rozciągania i skręcania każdej śruby wyniosą 50,3 MPa. Naciski na powierzchni gwintu w pokrywie górnej wyniosą 85,5 MPa.

## 7. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone obliczenia i analizy pozwalają na sformułowanie następujących wniosków.

Wykazano, że wartość maksymalnych naprężeń zastępczych w korpusie obudowy jest około trzykrotnie mniejsza niż granica plastyczności dla materiału, z którego jest on wykonany.

Największe wartości naprężeń zastępczych w korpusie występują na powierzchni otworu połączenia kołkowego a ich wartość – dla obydwu wariantów obciążeń – przekroczyła 23 MPa. Naprężenia te wywołane są wciskiem.

Maksymalne naprężenia w korpusie, pochodzące od obciążeń siłami masowymi występują na powierzchni otworów gwintowanych M8×20. Ich wartość nie przekroczyła 10 MPa, co stanowi około 1/7 wartości granicy plastyczności dla PA6G.

W połączeniu gwintowym, śrubami M3×5-6.6 pokryw (elementy 3 i 4 w Tab. 1) istnieje ryzyko uszkodzenia otworów gwintowanych M3×1,5, gdyż występujące na powierzchni gwintu naciski wynoszą ponad 85 MPa. Naciski dopuszczalne dla stali S235, z której wykonano pokrywy wynoszą 90 MPa.

Naprężenia zredukowane w śrubach M3×5-6.6 przy wymaganym napięciu wstępnym wynoszą 51 MPa, co stanowi około 1/7 wartości granicy plastyczności dla ich materiału.

Trzpień wykonany ze stopu aluminium AlCu4MgSi(A) współpracuje z łożyskiem liniowym tocznym. Zalecana przez producentów twardość czopa współpracującego z tego typu łożyskami wynosi 60 HRC. Materiał czopa nie spełnia tego warunku, dlatego też korzystną z punktu widzenia trwałości urządzenia modyfikacją, byłoby osadzenie wciskowej tulei stalowej hartowanej na aluminiowym czopie trzpienia.

## LITERATURA

1. **ANSYS Operations Guide for Release 12.1** (2009).
2. **Dietrich M. (2008)**, *Podstawy Konstrukcji Maszyn*, WNT, Warszawa.
3. **Morris A. (2008)**, *A Practical Guide to Reliable Finite Element Modelling*, John Wiley & Sons Ltd.
4. **Sapiński B. (2010)**, Vibration power generator for a linear MR damper, *Smart Materials and Structures*, 19, 105012 (12 pp).
5. **Sapiński B. (2011)**, *Experimental study of a self-powered and sensing MR damper-based vibration control system*, *Smart Materials and Structures*, 20, 105007 (13 pp.).
6. **Wang Z., Chen Z., Spencer B. F. Jr., (2009)**, *Self-powered and sensing control system based on MR damper: presentation and application*, Proc. of SPIE Smart Structures/NDE.

## STRUCTURAL ANALYSIS OF A GENERATOR SUPPLYING A LINEAR MAGNETORHEOLOGICAL DAMPER IN A SELF-POWERED VIBRATION REDUCTION SYSTEM

**Abstract:** In this paper the construction and the structural analysis of electromagnetic generator supplying a linear magnetorheological damper has been presented. The generator operates with an MR damper in parallel arrangement. The most efforted element of the generator is its body, which is mounted directly on the plate connected with electromagnetic vibration generator. The results of numerical simulations and calculations indicating the most efforted parts of the generator's body has been shown. Some hints about improvements in the generator's construction has been also added.

Pracę wykonano w ramach projektu naukowo-rozwojowego Nr 03-0046-10.