

Numeryczna weryfikacja poprawności modelowania sprzęgła z regulowaną podatnością skrętną

Numerical verification of the correctness of the modelling clutch with adjustable torsional

MAREK BORYGA
PAWEŁ KOŁODZIEJ*

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2018.10.139>

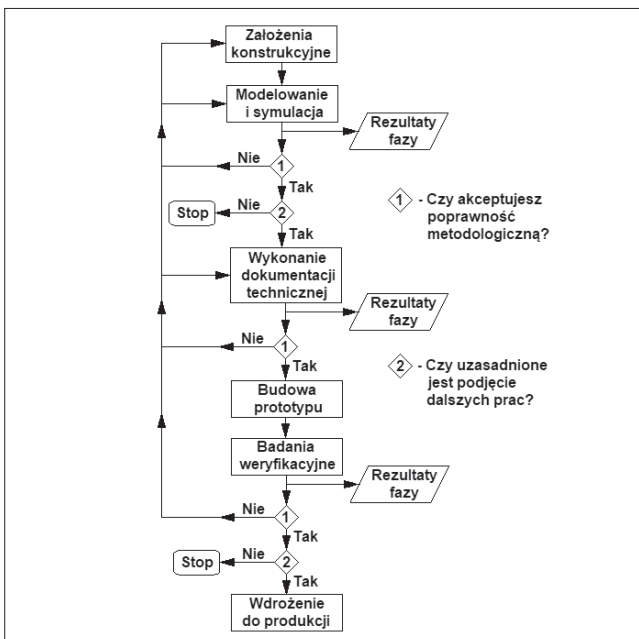
Przedstawiono budowę i zasadę działania oraz wyniki analizy naprężeń i analizy modalnej wybranych elementów sprzęgła z regulowaną podatnością skrętną. Modele bryłowe poszczególnych elementów, relacje geometryczne między nimi, analiza naprężeń oraz analiza modalna zostały wykonane z wykorzystaniem programu Autodesk Inventor. Wyniki analizy potwierdzają poprawność konstrukcji sprzęgła pod względem własności mechanicznych.

SŁOWA KLUCZOWE: sprzęgło podatne, regulowana podatność skrętna, analiza naprężeń, analiza modalna, metoda elementów skończonych

Construction, principles and results of stress analysis and modal analysis of the clutch components with adjustable torsional flexibility are presented. Solid models of individual elements, geometric relations between them, stress analysis and modal analysis were made using the Autodesk Inventor program. Results of the analysis confirm the correctness of the clutch construction in terms of mechanical properties.

KEYWORDS: flexibility clutch, adjustable torsional flexibility, stress analysis, modal analysis, finite element method

Przebieg prac związanych z projektowaniem i wdrożeniem do produkcji nowego obiektu technicznego można przedstawić w postaci schematu blokowego (rys. 1).



Rys. 1. Schemat procesu projektowania i wdrażania do produkcji

* Dr hab. inż. Marek Boryga (marek.boryga@up.lublin.pl), dr inż. Paweł Kołodziej (pawel.kolodziej@up.lublin.pl) – Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie

Charakterystyczną cechą takiego sposobu postępowania jest możliwość sprawdzenia poprawności rozwiązania konstrukcyjnego przed powstaniem prototypu, na podstawie modelowania i symulacji. Wiele jest komputerowych systemów wspomaganie projektowania, które oprócz tworzenia dokumentacji 2D i 3D pozwalają na wprowadzenie obciążeń, zdefiniowanie materiałów oraz wykonanie obliczeń numerycznych. Jednym z nich jest Autodesk Inventor, w którym na tym samym modelu można przeprowadzić analizę naprężeń i odkształceń oraz analizę modalną.

Autorzy pracy [4] na podstawie wyników analizy modalnej nadwozia lekkiego samochodu wyścigowego zwiększyli sztywność ramy, poprawiając stabilność pojazdu na nierównościach drogi. W pracy [7] została zaprezentowana metodyka badań wybranej części dźwigu portowego. Badania potwierdziły przydatność oprogramowania Inventor do rozpoznawania degradacji w elementach konstrukcyjnych dźwigów. W pracy [2] autorzy przedstawili zasadę działania, charakterystykę oraz analizę wyłączenia elementów sprzęgła podatnego z możliwością bezstopniowej regulacji sztywności skrętnej. Badania potwierdziły poprawność konstrukcji sprzęgła pod względem wytrzymałościowym.

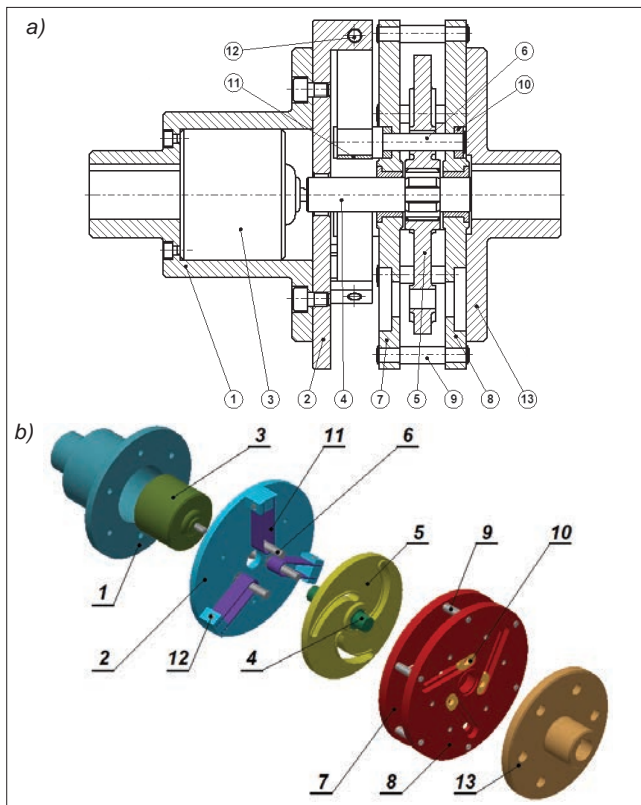
W niektórych publikacjach wstępna ocena skuteczności działania zaprojektowanego podzespołu została poprzedzona analitycznymi obliczeniami dynamicznymi. W pracy [1] zaprezentowano przykłady niewłaściwego i właściwego doboru sprzęgła podatnego w układzie napędowym. W pierwszej metodzie wykorzystano współczynnik działania sprzęgła K , natomiast w drugiej – szczegółowe obliczenia dynamiczne. Autorzy stwierdzili, że odpowiednio dobrane sprzęgło podatne jest prostym i stosunkowo niedrogim sposobem zmniejszania amplitudy drgań skrętnych i dodatkowego dynamicznego obciążenia elementów układu napędowego.

W pracy [3] przedstawiono analizę częstościową sprzęgła podatnego, umożliwiającego zmianę sztywności skrętnej. Wyznaczono wpływ zmian sztywności zaprojektowanego sprzęgła na amplitudę wymuszonych drgań ustalonych. Obliczono parametry drgań dla wybranych wartości współczynnika sztywności skrętnej przy częstościach wymuszenia bliskich częstości drgań własnych oraz po zmianie sztywności.

Celem niniejszej pracy jest przedstawienie budowy, zasady działania oraz wyników analizy naprężeń i analizy modalnej wybranych elementów nowej konstrukcji sprzęgła ze zmienną podatnością skrętną [5]. Wykorzystano program Autodesk Inventor Professional, umożliwiającą modelowanie bryłowe elementów sprzęgła, złożenie ich w zespół, wyznaczenie rozkładu naprężeń i odkształceń oraz częstości drgań własnych.

Budowa i zasada działania sprzęgła ze zmienną podatnością skrętną

Na rys. 2 przedstawiono sprzęgło podatne, umożliwiające regulację sztywności skrętnej. Sprzęgło jest zbudowane z drążonego wału wejściowego 1 połączonego z tarczą czynną 2. Wewnątrz wału wbudowano silnik krokowy 3, który napędza wielowypustowy wał 4 i osadzoną na nim tarczę sterującą 5. W tarczy wykonane są symetrycznie trzy spiralne kanałki prowadzące, których powierzchnie współpracują z trzema sworzniami sprężyn 6. Tarczę sterującą umieszczono pomiędzy tarczami oporowymi – wewnętrzną 7 i zewnętrzną 8. W każdej z tarcz oporowych, połączonych za pomocą sześciu sworzni 9, wykonane są trzy skośne kanałki prowadzące. W kanałkach umieszczono jednakowe suwaki 10 ustalające położenie sworzni sprężyn 6. Sworznie 6 współpracują zarówno z suwakami 10, jak i z płaskimi sprężynami w kształcie litery „U” 11, których końce zamocowano w uchwytach tarczy czynnej 2 i zabezpieczono przed wysunięciem kołkami 12. Do tarczy oporowej zewnętrznej 8 przymocowano wał wyjściowy 13.

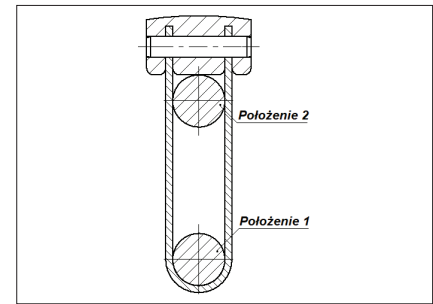


Rys. 2. Konstrukcja sprzęgła z regulowaną podatnością skrętną: a) przekrój sprzęgła, b) rysunek „eksplodujący”

Przeniesienie momentu obrotowego z części czynnej (wał wejściowy 1, tarcza czynna 2) do części biernej (tarcza oporowa wewnętrzna 7, sworznie 9, tarcza oporowa zewnętrzna 8, wał wyjściowy 13) odbywa się za pośrednictwem trzech sprężyn w kształcie litery „U” 11. Regulacja podatności jest efektem zmiany czynnej długości sprężyn w wyniku promieniowego przemieszczenia się sworzni sprężyn 6 podczas obrotu tarczy sterującej 5. Maksymalną podatność sprzęgła uzyskuje się wtedy, gdy sworznie sprężyn 6 znajdują się najbliżej swobodnych końców sprężyn 11 (położenie 1), natomiast minimalną – gdy sworznie 6 znajdują się najbliżej utwierdzenia sprężyn 11 (położenie 2).

Na rys. 3 przedstawiono sposób zamocowania sprężyny oraz położenie 1 i 2 sworznia.

Rys. 3. Przekrój sprężyny i sworznia w dwóch skrajnych położeniach



Wyniki analizy numerycznej

W analizie uwzględniono elementy sprzęgła przenoszące moment obrotowy, a pominięto działanie zespołów, których zadaniem jest sterowanie zmianą podatności (silnik krokowy, wał tarczy sterującej, tarcza sterująca). Tarczę wejściową obciążono statycznym momentem $M = 5 \text{ N} \cdot \text{m}$, natomiast tarczę wyjściową utwierdzono, przy czym jako nieruchome wybrano powierzchnie otworów pod śruby służące do mocowania wału wyjściowego.

Do obliczeń przyjęto materiały, których nazewnictwo i własności wytrzymałościowe znajdują się w bazie danych programu Inventor, oraz materiał zdefiniowany i dodany do bazy – stal sprężynową. W tabeli zestawiono własności mechaniczne oraz oznaczenia znormalizowanych materiałów.

TABELA. Własności mechaniczne materiałów

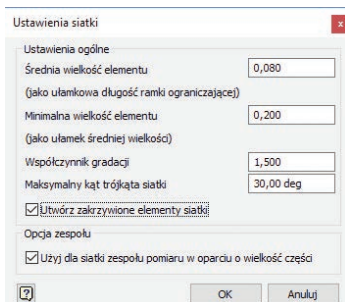
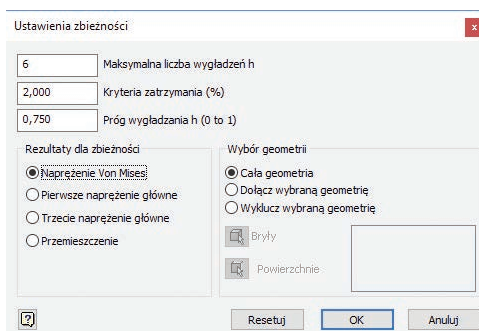
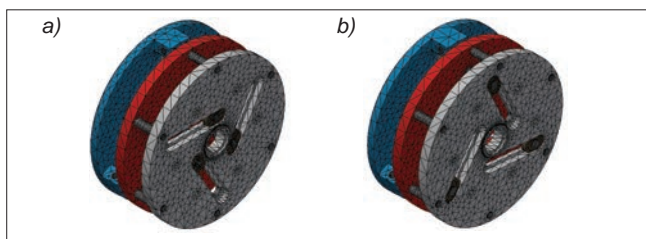
Element	Materiał z bazy danych Inventor	Materiał rzeczywisty	Liczba Poissona ν	Moduł Younga E , GPa	Granica plastyczności $R_{p0.2}$, MPa
Tarcza wejściowa, tarcza oporowa	Stal niestopowa	S275J0 S275J2G3	0,30	210	250
Kolek sprężyny, kołek tarczy oporowej	Stal miękka	S235JR	0,28	220	207
Suwak tarczy oporowej, sworznie sprężyny	Stal węglowa	C25 C35	0,29	200	350
Sprężyna	Stal sprężynowa	51CrV4	0,29	200	1080

Początkowo wygenerowano automatyczne kontakty Związane dla wszystkich elementów sprzęgła, a następnie ręcznie zmodyfikowano wybrane kontakty, aby zapewnić poprawną interakcję części w zespole [6].

W ustawieniach siatki wprowadzono dwie zmiany w stosunku do ustawień standardowych. Średnia wielkość elementu została ustawiona na 0,08, natomiast Maksymalny kąt trójkąta siatki przyjęto równy 30° . Dodatkowo zaznaczono opcję Utwórz zakrzywione elementy siatki oraz Użyj dla siatki zespołu pomiaru w oparciu o wielkość części. Okno Ustawienia siatki przedstawiono na rys. 4.

Wprowadzono także zmiany w ustawieniach zbieżności [6]. Przyjęto maksymalną liczbę wygładzeń – sześć – oraz kryterium zatrzymania – 2%. Oznacza to, że program wykona obliczenia maksymalnie sześciokrotnie, modyfikując siatkę w miejscach występowania maksymalnych naprężeń do chwili, gdy różnica wyników w kolejnych powtórzeniach nie przekroczy 2%. Okno Ustawienia zbieżności przedstawiono na rys. 5.

Analizę naprężeń przeprowadzono dla dwóch skrajnych położenia tarczy sterującej. W położeniu 1 system wygenerował siatkę, w której liczba elementów wynosiła 145 017, natomiast liczba węzłów – 243 487 (rys. 6a). W położeniu 2 liczba elementów wynosiła 140 930, natomiast liczba węzłów – 236 039 (rys. 6b).

Rys. 4. Okno *Ustawienia siatki*Rys. 5. Okno *Ustawienia zbieżności*

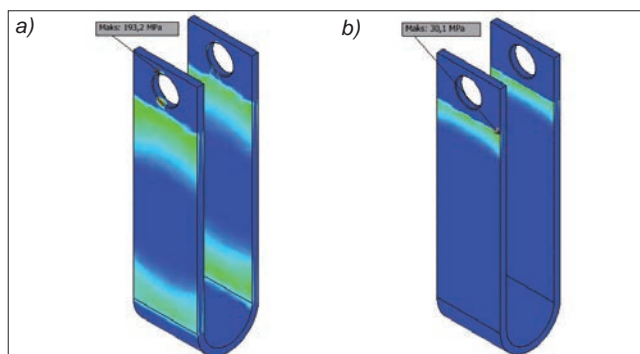
Rys. 6. Siatka elementów skończonych: a) w położeniu 1, b) w położeniu 2

Na rys. 7–9 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych, obliczonych według hipotezy Hubera–Misesa–Hencky’ego (H-M-H), dla trzech elementów sprzęgła, w których zaobserwowano największe wartości naprężeń zredukowanych, tj. sprężyny, kołka sprężyny oraz tarczy wejściowej.

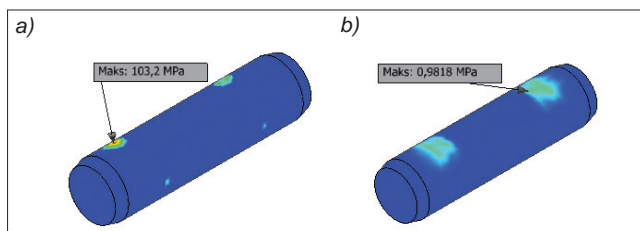
Największą wartość naprężeń zredukowanych zaobserwowano w położeniu 1. W przypadku sprężyny naprężenia te wynosiły 193,2 MPa, dla kołka sprężyny – 103,2 MPa, natomiast dla tarczy wejściowej – 46,6 MPa. Znacznie mniejsze naprężenia uzyskano w położeniu 2 sprzęgła. W przypadku sprężyny oraz tarczy wejściowej zmianie uległo miejsce występowania maksymalnych naprężeń zredukowanych. W położeniu 1 maksymalna wartość naprężeń zredukowanych, obliczonych według hipotezy H-M-H, wystąpiła na powierzchni styku z kołkiem, a w położeniu 2 – na krawędzi styku z tarczą wejściową. Podobnie było w przypadku tarczy wejściowej. Największe naprężenia zredukowane w położeniu 1 wystąpiły na powierzchni otworu pod kołek sprężyny, natomiast w położeniu 2 – na krawędzi styku ze sprężyną.

Na rys. 10 i 11 przedstawiono wykresy zbieżności obliczeń przeprowadzonych dla naprężeń zredukowanych oraz przemieszczeń w położeniu 1 i 2. Zbieżność obliczeń nie oznacza, że wynik jest dokładny, ale że jest on niezależny od gęstości siatki.

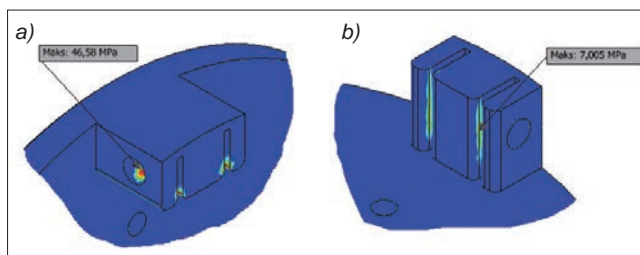
W położeniu 1 po wstępnych obliczeniach system dwukrotnie zastosował wygładzenie, które polega na zwiększeniu stopnia aproksymacji w elemencie bez zagęszczenia siatki, i jedno wygładzenie polegające na



Rys. 7. Rozkład naprężeń zredukowanych w sprężynie: a) w położeniu 1, b) w położeniu 2

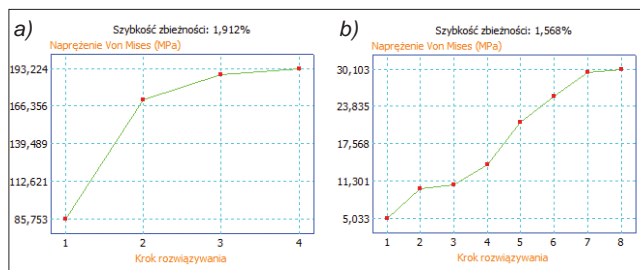


Rys. 8. Rozkład naprężeń zredukowanych w kołku: a) w położeniu 1, b) w położeniu 2

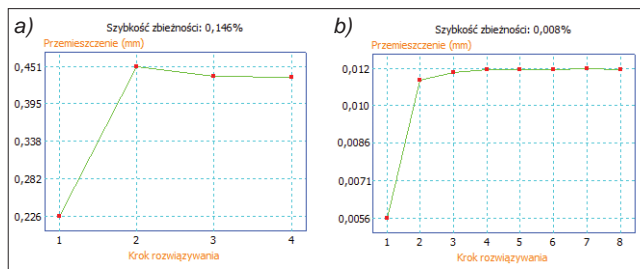


Rys. 9. Rozkład naprężeń w tarczy wejściowej: a) w położeniu 1, b) w położeniu 2

zagęszczeniu siatki. Różnica w wynikach naprężeń zredukowanych między dwoma ostatnimi wygładzeniami wynosiła 1,912% i była mniejsza od założonego kryterium zatrzymania 2%. W położeniu 2, po zastosowaniu dwóch wygładzeń bez zagęszczenia siatki, program wykonał jeszcze pięć wygładzeń, zagęszczając siatkę. Różnica w wynikach obliczeń naprężeń zredukowanych dla dwóch



Rys. 10. Wykresy zbieżności obliczeń naprężeń zredukowanych dla: a) położenia 1, b) położenia 2



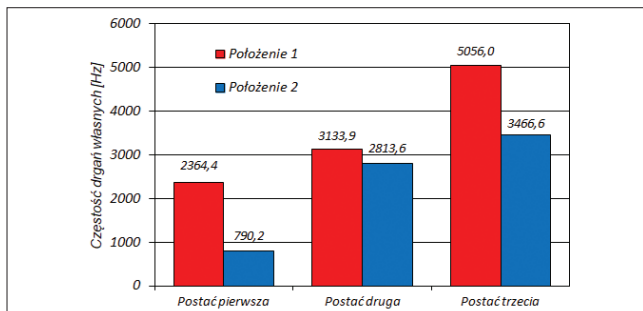
Rys. 11. Wykresy zbieżności obliczeń przemieszczeń dla: a) położenia 1, b) położenia 2

ostatnich kroków także była mniejsza niż 2% i wynosiła 1,568%. W przypadku przemieszczeń różnice te wynosiły: 0,146% dla położenia 1 oraz 0,008% dla położenia 2.

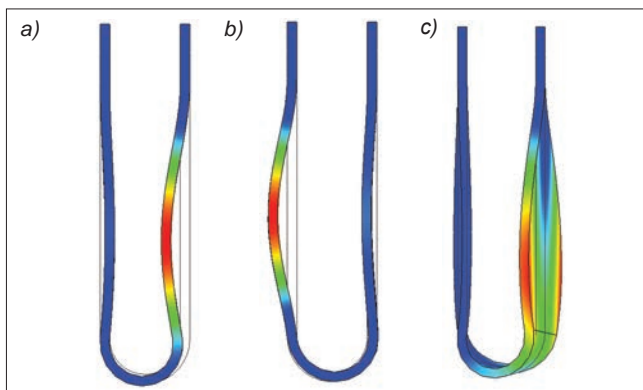
Przeprowadzono również analizę modalną sprężyny sprzęgła mającą na celu wyznaczenie częstości i postaci drgań własnych. Analizę ograniczono do pierwszych trzech postaci drgań. W obu położeniach unieruchomiono powierzchniennie stykające się z tarczą wejściową i kołkiem oraz krawędź styku ze sworzniem sprężyny.

Na rys. 12 przedstawiono wykres słupkowy z wartościami częstości drgań własnych, natomiast na rys. 13 i 14 zobrazowano pierwsze trzy postacie drgań sprężyny dla położenia 1 i 2.

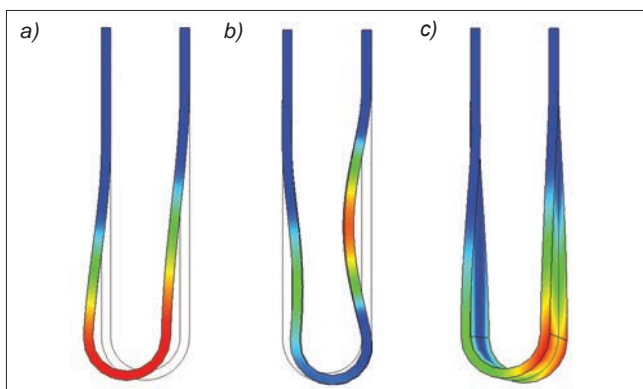
Najmniejszą częstość drgań własnych sprężyny – 790,2 Hz – zaobserwowano w położeniu 2. Sworzeń sprężyny styka się wówczas ze sprężyną najbliżej miejsca jej utwierdzenia, a największe przemieszczenie występuje na swobodnym końcu sprężyny. Znacznie większe częstości drgań własnych sprężyny zaobserwowano w położeniu 1. W przypadku pierwszej postaci, która odpowiada obustronnemu podparciu jednej strony sprężyny, częstość drgań wynosi 2364,4 Hz, a największe przemieszczenie występuje w środkowej części drugiej strony sprężyny.



Rys. 12. Częstości drgań własnych sprężyny w położeniu 1 i 2



Rys. 13. Postacie drgań własnych sprężyny w położeniu 1: a) postać pierwsza, b) postać druga, c) postać trzecia



Rys. 14. Postacie drgań własnych sprężyny w położeniu 2: a) postać pierwsza, b) postać druga, c) postać trzecia

Podsumowanie

Zaprezentowane rozwiązanie konstrukcyjne sprzęgła z możliwością regulacji podatności skrętnej jest rozwinięciem koncepcji zastosowania aktywnych mechanizmów kontroli i sterowania poziomem drgań poprzez zmianę wartości parametrów decydujących o stanie dynamicznym układu napędowego maszyny. Sprzęgło może znaleźć zastosowanie w układach mechanicznych z ograniczeniem poziomu amplitudy drgań w obszarze podkrytycznym poprzez zmianę warunków rezonansu lub w mechanizmach, w których wykorzystuje się stan okołorezonansowy do uzyskania odpowiednich efektów eksploatacyjnych, np. w przenośnikach lub przesiewaczach wibracyjnych czy pasywnych wyorywaczach buraków cukrowych. Analiza numeryczna umożliwiła wyznaczenie wartości częstości i postaci drgań własnych oraz ocenę wyężenia wybranych elementów sprzęgła dla określonych konstrukcyjnie wymiarów przy obciążeniu odpowiadającym założonemu warunkom pracy mechanizmu. Można stwierdzić, że:

- Maksymalną wartość naprężeń zredukowanych w elementach sprzęgła zaobserwowano w położeniu 1, w którym występuje maksymalna podatność sprzęgła (sworznie sprężyn znajdują się najbliżej swobodnych końców sprężyn). Naprężenia zredukowane elementów w położeniu 2, w którym występuje minimalna podatność (sworznie sprężyn znajdują się najbliżej utwierdzenia) nie przekroczyły 15,6% wartości naprężeń w położeniu 1. Największe naprężenia zredukowane zaobserwowano w sprężynie i elementach stanowiących jej utwierdzenie, tj. w kołku oraz tarczy wejściowej.
- Ważnym etapem badań symulacyjnych wykorzystujących MES jest sprawdzenie zbieżności obliczeń, pozwalające na stwierdzenie niezależności wyników od gęstości siatki. Po obliczeniu wartości naprężeń – zarówno w położeniu 1, jak i 2 – różnica w wynikach między dwoma ostatnimi wygładzeniami nie przekraczała założonego kryterium 2%.
- Minimalną wartość częstości drgań własnych uzyskaną na podstawie analizy modalnej można wykorzystać do wyznaczenia bezpiecznego zakresu prędkości obrotowej układu napędowego ze sprzęgłem o zmiennej podatności skrętnej.
- Minimalna wartość współczynnika bezpieczeństwa odniesiona do granicy plastyczności przekracza 2, co potwierdza poprawność konstrukcji sprzęgła pod względem wytrzymałościowym.

LITERATURA

1. Homišin J., Kaššay P. "Optimal tuning of torsional oscillating mechanical systems". *54th International Conference of Machine-Design-Departments, Lecture Notes in Mechanical Engineering*. (2014): s. 63–69.
2. Kołodziej P., Boryga M. „Analiza statyczna naprężeń elementów sprzęgła z bezstopniową regulacją podatności skrętnej z wykorzystaniem MES”. *Mechanik*. 11 (2017): s. 1052–1054.
3. Kołodziej P., Boryga M. "Frequency analysis of coupling with adjustable torsional flexibility". *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. 16, 2 (2014): s. 325–329.
4. Monkova K., Monka P., Ondek V. "Modal analysis of lightweight racing car". *2nd International Conference on Computational Modeling, Simulation and Applied Mathematics (CMSAM), DEStech Transactions on Computer Science and Engineering*. (2017): s. 130–134.
5. Pater Z., Tomczak J., Kołodziej P., Boryga M., Gołacki K. Sprzęgło podatne. Patent PL 225230 B1.
6. Stasiak F. „Zbiór ćwiczeń Autodesk® Inventor® 2018. Kurs Profesjonal”. ExpertBooks. 2018.
7. Żółtowski M., Liss M., Żółtowski B., Melcer J. "Truss harbor cranes modal design elements research". *Polish Maritime Research*. 22, 4 (2015): s. 84–92.