

Modelowanie i analiza dynamiki ruchu styków na przykładzie styku tulipanowego

Streszczenie. W pracy przedstawiono analizę dynamiki ruchu styków. Dokonano optymalizacji konstrukcji układu stykowego na przykładzie zestyku tulipanowego. Przedstawiono możliwości wykorzystania program SolidWorks do analizy dynamiki ruchu styków.

Abstract. This work presents an analysis of dynamics process for electric contacts, along with means to optimize constructions of this type (through an appropriate selection of their sizes and shape). Formulated are the final conclusions from the research carried out with the help of SolidWorks software. **(The modelling and analysis of dynamics of contact system on example of tulip contact).**

Słowa kluczowe: szynoprzewody, tory wielkopiędowe, zestyki
Keywords: current guages, contact system, electric apparatus

Wprowadzenie

Parametry procesu łączeniowego aparatu elektrycznego ściśle zależą od parametrów i właściwości kinematycznych, dynamicznych i strukturalnych mechanizmu, który odpowiada za ruch styku ruchomego. Do zadań tego mechanizmu należy niezawodne przesuwanie w zamierzony sposób zestawu styków ruchomych oraz podtrzymanie docisku styków w stanie ich styczności. Od części mechanicznej zestyków łączeniowych wymaga się niezawodnego utrzymywania stanu styczności niezależnie od parametrów znamionowych aparatu. Temperatura całej konstrukcji musi być utrzymana na poziomie umożliwiającym stabilne warunki pracy, co określają również odpowiednie normy. Mechanizm powinien być odporny na zjawisko szepiania się styków podczas łączenia prądów roboczych i zakłóceń oraz podczas przewodzenia prądów zwarciovych. Ma to bezpośredni związek z temperaturą pracy styków oraz zjawiska odskoku styków. Ważna jest również minimalizacja zużycia styków podczas łączenia prądów. W procesie łączenia na zestyki działa szereg sił. Można je podzielić ze względu na źródło, z którego pochodzą. Gdyby między układem zestykowym nie było różnicy potencjałów, wraz z zetknięciem się styków nie popłynąłby prąd, a zatem nie pojawiłyby się siły z nim związane. W takiej sytuacji mamy do czynienia wyłącznie z siłami oporowymi i siłami sprężystości [1]. W przypadku różnicy potencjałów między stykami, wraz z ich zetknięciem się, ma miejsce przepływ prądu. Ten zaś powoduje powstanie sił elektrodynamicznych oddziaływujących na zestyk.

Wymagania stawiane wielkopiędowym układom stykowym różnią się od typowych wymagań dla zestyków o niewielkim obciążeniu prądowym nie tylko tym, że są „ostrzejsze”, ale pojawiają się wymagania nowe wynikające z tego, że ustawicznie rośnie wielkość projektowanych urządzeń i systemów elektroenergetycznych, ich rozległość i różnorodność. W aktualnie istniejących warunkach wolnej konkurencji producenci chcący utrzymać się na rynku są zmuszeni do ciąglego: redukcji czasu rozwoju nowego wyrobu, obniżania jego ceny, podnoszenia jego walorów użytkowych, szybkiego reagowania na zmieniające się wymagania klientów oraz przystosowanie się do ulegającego ciągłym zmianom otoczenia. Najskuteczniejszą drogą do sprostania takiej presji jest stosowanie różnego rodzaju technik komputerowego wspomaganie prac inżynierskich, jak również opracowania odpowiednich procedur i algorytmów realizujących działania projektowe. W artykule przedstawiono analizę dynamiki ruchu styków na przykładzie wielkopiędowego układu stykowego tulipanowego. Zestyk tulipanowy jest wykorzystywany w wyłącznikach wysokich napięć z ośrodkiem gaszeniowym SF₆ i rozdzielnicach średnich napięć

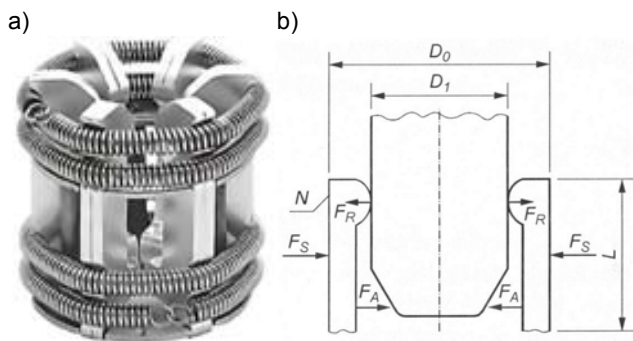
jako przyłącze wyłączników próżniowych. Podczas zamykania tego rodzaju styków w obwodzie elektrycznym wysokiego napięcia, załączanie prądu w obwodzie następuje najczęściej nie w wyniku uzyskania styczności styków, a w rezultacie przebicia elektrycznego izolacji danego środowiska. Czas palenia się łuku elektrycznego załączeniowego jest zależny od wartości i rozkładu pola elektrycznego w obszarze stykowym oraz od prędkości schodzenia się styków. Im większa jest ta prędkość, tym krótszy jest czas łukowy, ale tym większe występują naprężenia w poszczególnych stykach, sprzyjające odskokom styków. W artykule przedstawiono analizę teoretyczną wszystkich sił występujących w zestyku tulipanowym podczas załączania prądu (siły elektrodynamiczne i oporowe). Szczegółowa analiza dynamiki ruchu styków dotyczyła wyłącznie sił tarcia, wyznaczono prędkość i drogę styku ruchomego. Autorzy dokonali parametryzacji zestyku pokazując wpływ siły napędowej i kąta wierzchołka styku na prędkość styku ruchomego. Wiedza na temat ruchu styków jest niezbędna przy projektowaniu zestyków łączeniowych rozłącznych.

Siły w układach zestykowych

Zgodnie z prawami Biota-Savarta oraz Ampera, prąd płynący w przewodzie elektrycznym generuje pole magnetyczne. Pole to oddziałuje na przewod z pewną siłą, nazwaną siłą elektrodynamiczną. Gdy w polu magnetycznym o indukcji magnetycznej równej B znajduje się prostoliniowy przewodnik o długości l, przez który płynie prąd o natężeniu I, działa siła elektrodynamiczna F, którą opisuje wzór:

$$(1) \quad \vec{F} = I \cdot \vec{l} \times \vec{B}$$

W zestyku tulipanowym styk ruchomy stanowi pojedynczy bolec, zaś zespół lametek połączony sprężyną stanowi styk nieruchomy (rys.1a). Sprężyna lub sprężyny mają za zadanie dociśnięcie lametek styku nieruchomego do styku ruchomego w stanie bezprądowym. Gdy prąd płynie przez zestyk, wcześniej opisana siła odpycha styki. W konstrukcji układów zestykowych stosuje się rozwiązania, które zmniejszają, lub całkowicie kompensują siłę elektrodynamiczną. Jest to szczególnie istotne podczas załączania dużych prądów, gdzie w wyniku oddziaływań elektrodynamicznych może dojść do szepiania się i odskoku styków. Efekt elektrodynamicznego odpychania się styków jest wykorzystywany w niskonapięciowych wyłącznikach ograniczających prądu zmiennego [2].



Rys. 1. a) styk tulipanowy (nieruchomy), b) siły w zestyku tulipanowym.

Przy przepływającym przez zestyk tulipanowym prądzie, równanie bilansu sił wygląda następująco (rys. 1b):

$$(2) \quad F = F_S + F_A - F_R$$

gdzie: F_S – siła dociskająca za sprawą sprężyn lamelki styku nieruchomego, N ; F_R – siła elektrodynamiczna odpychająca styki za sprawą efektu przewężenia, N ; F_A – siła elektrodynamiczna wynikająca z przepływu prądu przez lamelki styku nieruchomego oraz siła elektrodynamiczna wynikająca z przepływu prądu przez doprowadzenie do styków, N ; F – wypadkowa siła działająca na układ styk ruchomy – styk nieruchomy, N .

W zestyku jednopunktowym siłę elektrodynamiczną F_R , która wynika z efektu przewężenia, opisuje wzór:

$$(3) \quad F_R = \frac{\mu_0 \cdot I^2}{4\pi} \cdot \ln \frac{A_p \cdot \xi \cdot H}{F}$$

gdzie: μ_0 – przenikalność magnetyczna próżni, równa $4\pi \cdot 10^{-7}$ H/m, I – prąd płynący przez zestyk, A , A_p – pozorna powierzchnia styczności, m^2 , ξ – współczynnik zależny od rodzaju zestyku i stanu powierzchni, H – twardość materiału styków wg. Brinella lub Vickersa, określane w N/m^2 .

Siła ta w dużym stopniu zależy od proporcji pomiędzy promieniem zewnętrznego styku R , a promieniem przewężenia r , a także od pozycji punktu styczności w stosunku do całego układu. Wraz ze wzrostem liczby punktów styczności maleje wartość siły elektrodynamicznej oddziaływującej na styki. Również rosnąca odległość pomiędzy punktami styczności obniża wartość siły. Rozwiązanie użyte w styku tulipanowym jest zatem doskonałym przykładem podziału punktów styczności i zapewnienia odstępu między nimi, aby przeciwdziałać sile elektrodynamicznej F_R [3].

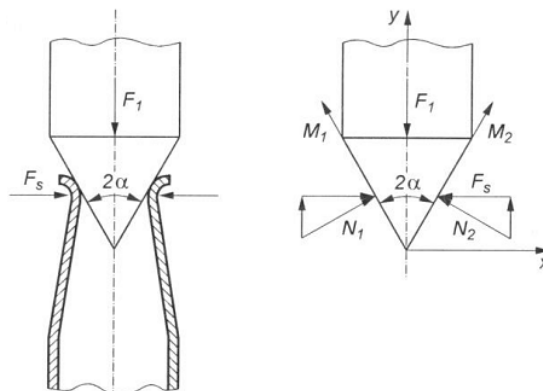
Gdy przez układ zestykowy nie płynie prąd, w procesie zamykania i otwierania styku ruchomego nadal występują siły. Wraz z siłą napędową zamykającą i otwierającą styk ruchomy, pojawiają się siły oporowe. Wynikają one z przesuwania się powierzchni styku ruchomego o powierzchnie styku nieruchomego. Wartość siły oporu zależy od materiału zestyku, kształtu stykających się elementów, oraz liczby lameltek. Zainstalowany w sieci energetycznej aparat elektryczny powinien powodować jak najmniejsze straty, czyli jego rezystancja zestykowa powinna być jak najmniejsza. To wymaga, aby w stanie zamkniętym utrzymana była odpowiednio wysoka wartość siły docisku styków. Z drugiej strony oczekuje się, aby wartość siły oporowej podczas zamykania styków była niska oraz możliwie zbliżona do tej podczas ich otwierania [4].

Na rysunku 2 styk został uproszczony do walca zakończonym stożkiem, o kącie wierzchołkowym α . Na styk ruchomy oddziałuje skierowana w dół przy zamykaniu, zaś w górę przy otwieraniu, siła napędowa F_1 . Lamelki styku nieruchomego ściskają styk ruchomy siłą sprężystości F_S . Do-

póki nie przekroczona zostanie granica sprężystości, wartość tej siły opisuje wzór:

$$(4) \quad F_S = k \cdot \delta$$

gdzie: k – współczynnik sprężystości materiału lameltek δ – liniowe ugięcie lameltek



Rys. 2. Siły oporowe działające na zestyk tulipanowy.

W procesie zamykania zestyku opisane wcześniej siły powodują powstanie sił reakcji powierzchni zewnętrznej końcówki oraz siły tarcia na powierzchni zestyku. Gdy styk nieruchomy ma N lameltek, siła napędowa potrzebna do zamknięcia styku ruchomego wynosi:

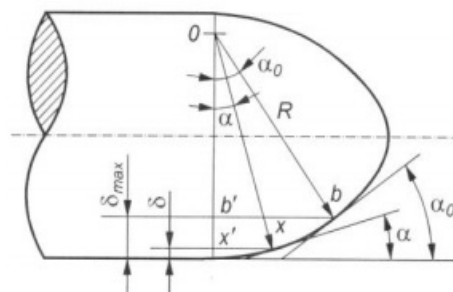
$$(5) \quad F_1 = N \cdot k \cdot \delta \cdot (tg\alpha + \mu)$$

Podobnie, siła napędowa potrzebna do otwarcia styku ruchomego wynosi:

$$(6) \quad F_2 = N \cdot k \cdot \delta \cdot (\mu - tg\alpha)$$

W zestyku o ustalonych wartościach N , k , δ oraz μ , siły niezbędne do otwarcia i zamknięcia styków są zależne od wartości ugięcia lameltek δ . Gdy ugięcie lameltek osiągnie najwyższą wartość zawierającą się w granicy sprężystości materiału lameltek, siła F_1 osiągnie maksymalną wartość. Stosunek maksymalnej wartości siły napędowej zamykania F_{1max} do maksymalnej wartości siły napędowej otwierania F_{2max} opisuje wzór:

$$(7) \quad k_{op} = 1 + \frac{tg\alpha}{\mu}$$



Rys. 3. Promieniste zakończenie styku ruchomego.

Gdy zakończenie styku ruchomego nie ma kształtu walca lub ściętego walca, ma natomiast kształt promienisty (rys. 3), maksymalna wartość siły potrzebnej do zamknięcia styku F_{1max} określa zależność:

$$(8) F_{1\max} = N \cdot k \cdot R \cdot (\cos \alpha - \cos \alpha_0) \cdot (tg \alpha + \mu)$$

Maksymalne ugięcie lamelki styku tulipanowego wynosi:

$$(9) \delta_{\max} = R \cdot (1 - \cos \alpha_0)$$

Wzór wcześniej wyjaśnionego współczynnika k_{op} zmienia się na:

$$(10) k_{op} = \left(1 - \frac{1 - \cos \alpha}{\frac{\delta_{\max}}{R}} \right) \cdot \left(1 + \frac{1}{\mu} \cdot tg \alpha \right)$$

Zetknięcie się styku ruchomego z nieruchomym w aparacie elektrycznym jest zderzeniem mechanicznym, a co za tym idzie, powoduje powstanie przejściowych drgań. Te z kolei mogą prowadzić do niepożądanego zjawiska sprężystego odskoku styków. Powoduje ono zwiększone zużycie materiału styków, w związku z dodatkowymi wyładowaniami łukowymi w momencie przerwania styczności. Zjawisku przeciwdziała się za pomocą dużego docisku styków oraz możliwie małej prędkości schodzenia się styków, ale z uwzględnieniem norm, które określają jak szybko aparat elektryczny musi zadziałać. Ponadto istnieje wiele konstrukcji zaprojektowanych w celu zminimalizowania drgań w zestyku, wykorzystujące rozpraszanie energii kinetycznej za pomocą sprężyn lub zestawu styków nieruchomych, które osiągają styczność ze stykiem ruchomym sekwencyjnie [5].

Z wprowadzenia teoretycznego dotyczącego analizy sił występujących w zestykach wynika, że kąt wierzchołkowy α i siła napędowa F_1 mają istotny wpływ na dynamikę ruchu styków. Te dwa parametry wpływają bezpośrednio na powstanie odskoków sprężystych, które uszkadzają zestyk.

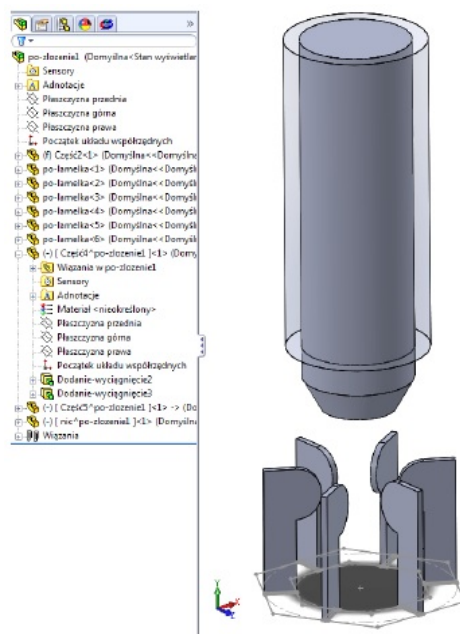
Analiza dynamiki ruchu styków

Zamodelowano zestyk tulipanowy, a następnie przeprowadzono analizę jego ruchu. Porządek prac wyglądał następująco:

1. Zaprojektowano geometrię - uproszczoną na tyle, aby wyniki były czytelne i uważając jednocześnie, aby uproszczenia nie sprawiły, że wyniki nie mają żadnego odniesienia do rzeczywistości.
2. Określono wiązania pomiędzy bryłami, wpływają one na przenoszenie obciążeń oraz zapewniają wymagane stopnie swobody.
3. Nadano bryłom własności materiałowe, na podstawie których program liczył zniekształcenia, siły tarcia itd.
4. Określono pary kontaktowe.
5. Zadano siły zewnętrzne działające na model.
6. Wskazano badane elementy.
7. Przeprowadzono właściwą analizę ruchu styków.
8. Zaprezentowano wyniki symulacji.

Symulacje komputerowe realizowano w programie SolidWorks. SolidWorks należy do grupy programów MES zawierających złożone procedury ułatwiające budowę modelu geometrycznego i umożliwiające wprowadzenie opisu kształtu z najbardziej popularnych systemów CAD. Program jest powszechnie wykorzystywany zarówno w badaniach naukowych, jak i praktyce inżynierskiej. Od wielu lat SolidWorks jest stosowany na wyższych uczelniach technicznych w kraju, zagranicą i przedsiębiorstwach komercyjnych (ABB, BOSCH, SOLARIS). Model 3D zestyku, który był badany, można skonfigurować za pomocą dostępnych narzędzi, lub zaimportować z innego programu służącego do modelowania 3D, pod warunkiem kompatybilnego formatu. Do najbardziej uniwersalnych formatów należą: IGES (*.igs,*.iges), ACIS (*.sat), IDF (*.emn,*.brd,*.bdf,*.idb),

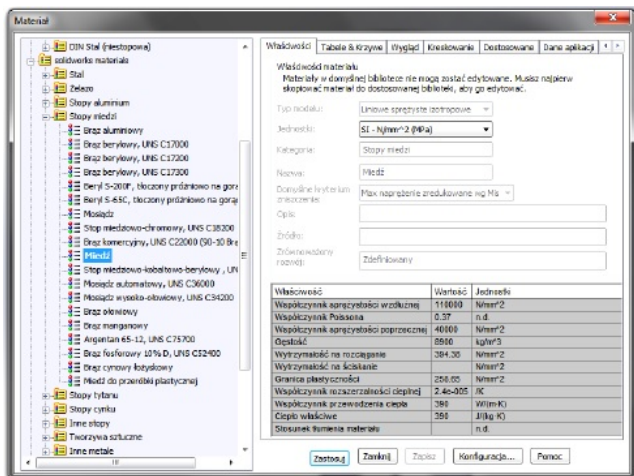
Inventor part&assembly (*.ipt,*.iam) oraz Solidworks part&assembly (*.sldprt,*.sldasm). W tym przypadku geometrię sporządzono bezpośrednio w programie SolidWorks. Pozwala to pominąć kłopotliwy krok definiowania przybliżenia z jakim obca geometria ma być zaimportowana. Proces ten często prowadzi do późniejszych problemów z symetrią układu. Na rysunku 4 przedstawiono model zestyku tulipanowego w programie SolidWorks. Kąt wierzchołkowy ustawiono na 30 stopni. Aby program zrozumiał zasadę ruchu styku ruchomego zamodelowano jeszcze jeden element. Naszkicowany został okrąg o średnicy większej niż styk ruchomy. Następnie wyciągnięto powierzchnię, którą ograniczały te dwa okręgi. Na potrzeby analizy dynamiki zestyku opracowana tulejka nie istnieje, natomiast stanowi element konstrukcyjny, który pozwoli jednoznacznie opisać ruch oraz będzie stanowił ograniczenie stopni swobody styku ruchomego.



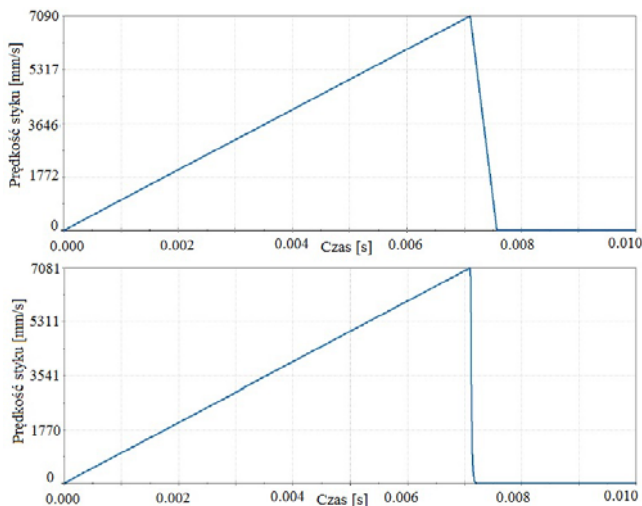
Rys. 4. Geometria zestyku tulipanowego.

Z punktu widzenia hierarchii rangę SolidWorks Part mają osobno: styk ruchomy, każda lamelka, dwuwymiarowa podstawa oraz półprzezroczysta tulejka. Razem stanowią złożenie SolidWorks Assembly. Jest to istotne przy wskazywaniu jakie elementy będą analizowane za pomocą SolidWorks Simulation, ponieważ część analiz można przeprowadzać wyłącznie na bryłach prostych. Z gotową geometrią, uruchomione zostały dodatki SolidWorks Motion oraz SolidWorks Simulation. Na rysunku 5 pokazano ustawienia symulacji. Elementom nadane zostały właściwości materiałowe miedzi, zdefiniowany został kontakt pomiędzy stykiem ruchomym a lamelkami, aby nie dochodziło do przenikania. Wprowadzone zostały parametry tarcia między powierzchniami. Zdefiniowano siłę z jaką mechanizm zestyku przesuwają styk ruchomy. Siła 1000 N skierowana w kierunku lamelki naciska na górną powierzchnię styku ruchomego, ze wskazanymi wszystkimi ścianami elementów jako ściany przenoszące obciążenia, co będzie istotne w późniejszych analizach. Kolejnym ważnym do zdefiniowania elementem jest parametr klatek na sekundę w analizie ruchu. Niska wartość tego parametru znacznie przyspiesza obliczenia, ale powoduje niedopuszczalne przekłamanie w wynikach. Jest to szczególnie istotne, gdy z całego, trwającego 10 milisekund ruchu, interesuje nas 1 milisekunda. Różnicę pokazano na rysunku 6. Następnym krokiem było zaprogramowanie interesujących nas wykresów. Za pomocą narzędzia „Wyniki i Wykresy” zdefiniowano parametry:

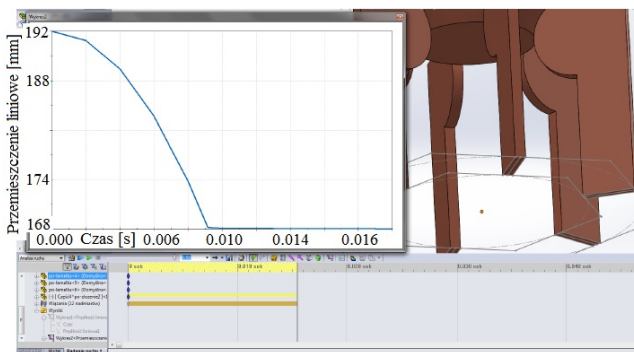
prędkość styku, przesunięcie liniowe oraz siła tarcia. Przy prędkości styku wystarczy wskazać dowolną krawędź styku ruchomego, a następnie komponent Y (pionowy). W przypadku przesunięcia liniowego niestety nie da się bezpośrednio przedstawić odległości między powierzchniami styków. Zamiast tego wybrano dolną powierzchnię styku ruchomego w odniesieniu do ustalonego w przestrzeni punktu symetrii podstawy lamelki. Aby wyznaczyć odległość między stykami wystarczy odjąć stałą wartość jaka dzieli punkt zetknięcia się styków od punktu symetrii podstaw lamelki (rys. 7).



Rys. 5. Właściwości materiałowe elementów.



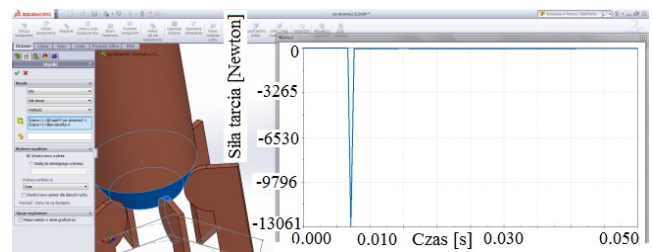
Rys. 6. Porównanie wykresu prędkości styku dla 500 kroków na sekundę (górze) i 50000 kroków na sekundę (dół).



Rys. 7. Wykres przesunięcia liniowego w czasie.

Siła tarcia wymaga wskazania pary powierzchni. Wybrano powierzchnię zakrzywioną jednej z lamelki oraz powierzchnię skośną styku ruchomego – jedynie dwie po-

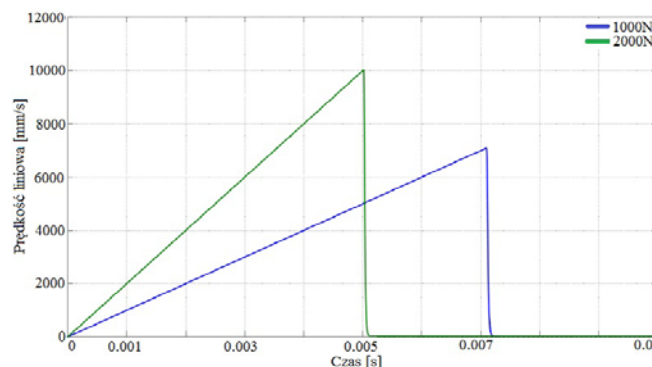
wierzchnie, które stykają się ze sobą w procesie zamykania zestyku. Wykres siły tarcia można sprowadzić do maksymalnej wartości, którą wskazuje wykres, ale pozwala on również odczytać przez jaki czas działała siła tarcia, a zatem ile trwało od momentu zetknięcia się styków do momentu zaprzestania ruchu. Lamelki zestyku tulipanowego na ogół dociskają styk ruchomy za pomocą opłatających je sprężyn. Stosując niewielkie uproszczenie można ją zasymulować, przykładając odpowiednią siłę do zewnętrznych powierzchni styków.



Rys. 8. Wykres siły tarcia w czasie.

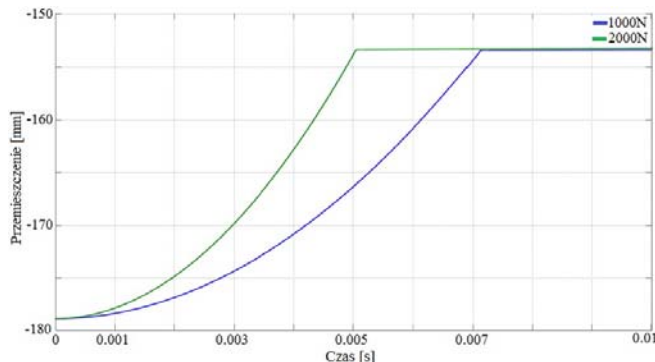
Wyniki

Nakładka SolidWorks Motion umożliwia wizualne przyjrzenie się ruchowi styków, co znacznie ułatwia zidentyfikowanie potencjalnych problemów czy błędów w konstrukcji. Do dalszej analizy dynamiki użytkownik może wygenerować wykresy opisujące szereg parametrów związanych z ruchem styków oraz ich zderzeniem. Zalicza się do nich pozycja środka masy wybranego elementu, przemieszczenie liniowe oraz kątowne, prędkość liniowa oraz kątowna, przyspieszenie liniowe oraz kątowne, siła napędu, jego moment obrotowy, siły reakcji oraz tarcia, zużycie mocy, całkowita energia kinetyczna oraz wiele innych. Dla wybranej siły $F_1 = 1000$ N przeprowadzono symulację. Wygenerowano wykresy przemieszczenia liniowego, prędkości liniowej oraz siły tarcia. Dane wyjściowe można także wyeksportować do uniwersalnego formatu .csv, co zrobiono. Za pomocą zewnętrznego skryptu sformatowano dane wyjściowe do zbiorów zrozumiałych przez program Matlab. Następnie dokonana została modyfikacja parametrów symulacji – w tym przypadku zmiana siły F_1 na 2000 N. Ponowiono pozostałe kroki procesu pozyskiwania danych. W programie Matlab z zebranych danych wygenerowano wykresy porównawcze ilustrujące wpływ zmiany siły F_1 na wybrane parametry ruchu styków. Zgodnie z oczekiwaniami prędkość liniowa styku ruchomego wzrosła wraz ze zwiększeniem siły, która go przesuwająca. Przy sile 1000 N styk osiągnął prędkość 7 m/s i dokonał uderzenia po upływie 7,15 ms. Przy podwojonej sile prędkość wzrosła do 10 m/s, a ruch zakończył się już po 5,1 ms. Jak wspomniano wcześniej wykres przemieszczenia nie ukazuje odległości pomiędzy stykami.



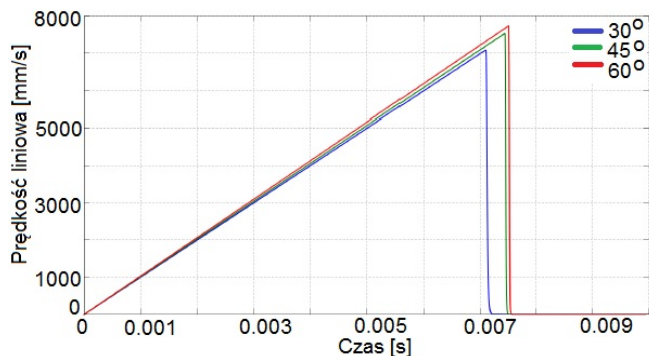
Rys. 9. Prędkość liniowa dla 1000N (niebieski wykres) i 2000N (zielony wykres).

Zamiast tego ukazuje odległość wierzchołka styku ruchomego od punktu symetrii podstawy lamelki styku nieruchomego. -157mm jest wartością, która odpowiada zetknięciu się ze sobą styków. Nie przekroczenie tej wartości po momencie zderzenia świadczy o braku zjawiska odskoku dla obu wartości siły. Oprócz maksymalnej wartości siły tarcia wykres ilustruje czas od momentu zetknięcia się styków do momentu zaprzestania ruchu. Uderzenie z siłą napędową 1000 N spowodowało siłę tarcia o wartości 11,6 kN. Przy sile 2000 N wartość ta wzrosła do 19,2 kN. W obu przypadkach hamowanie trwało 0,14 ms.

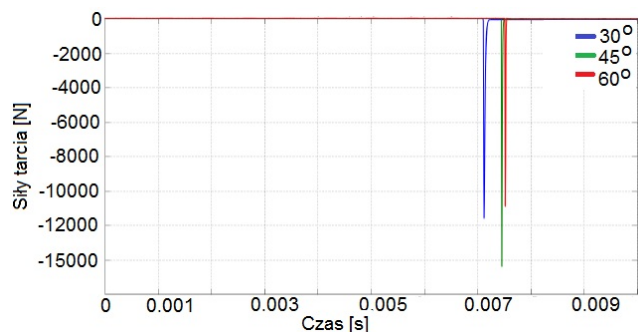


Rys. 10. Przesunięcie liniowe dla 1000N (niebieski wykres) i 2000N (zielony wykres).

Konstrukcja programu SolidWorks umożliwia edytowanie w „locie” każdego elementu tworzącego model, co w efekcie pozwala na modyfikowanie kształtów między symulacjami. Funkcje tą wykorzystano do analizy wpływu kąta wierzchołkowego ostrosłupa, który stanowi zakończenie styku ruchomego.



Rys. 11. Prędkość liniowa w zależności od kąta wierzchołka styku ruchomego 30° (wykres niebieski), 45° (wykres zielony), 60° (wykres czerwony).



Rys. 12. Siła tarcia w zależności od kąta wierzchołka styku ruchomego 30° (wykres niebieski), 45° (wykres zielony), 60° (wykres czerwony).

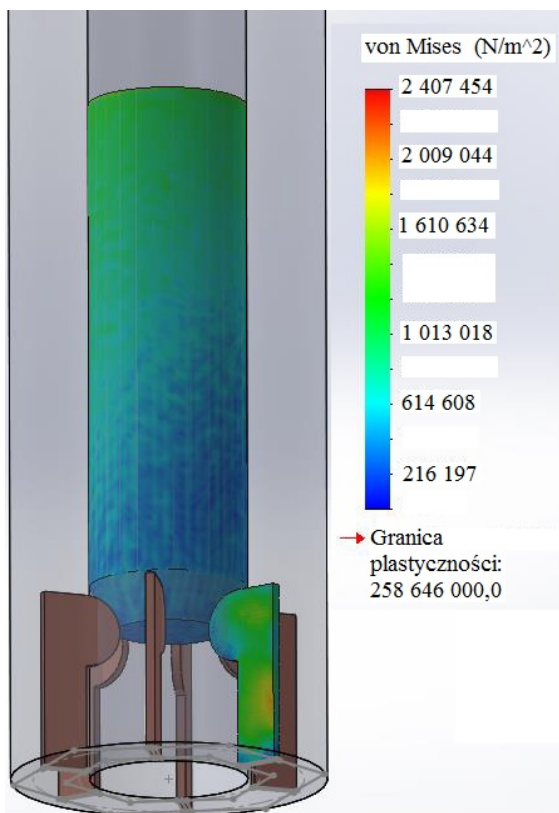
Analizując wykres można dojść do wniosku, że im ostrzejszy kąt styku tym większa prędkość liniowa. Dla $t = 7$ ms prędkości wynoszą odpowiednio: 6983 mm/s dla 30°, 7086 mm/s dla 45° oraz 7211 mm/s dla 60°. Wykres ilustruje w sposób błędny jak modyfikacja kąta wpływa na czas

zestknięcia się styków. Zwiększenie kąta skraca fizycznie długość styku, stąd początkowa odległość styku ruchomego od nieruchomych jest różna dla każdego z kątów.

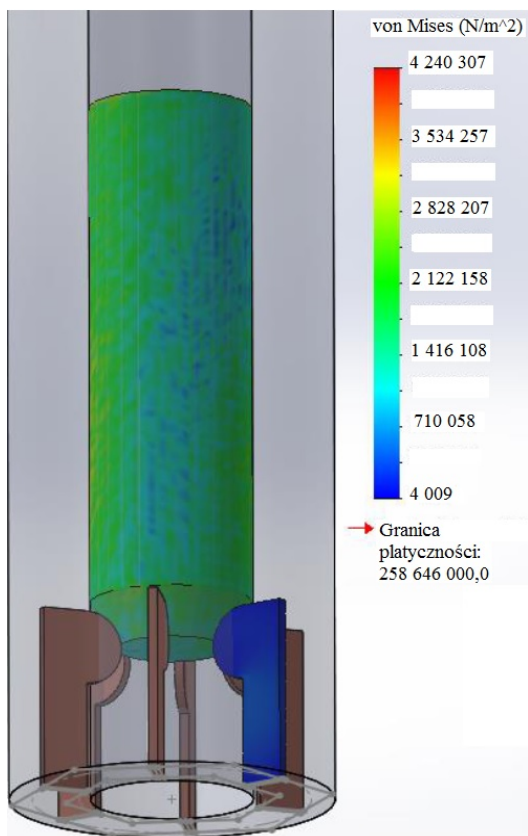
Na podstawie wykresu można zauważyć, że kąt wierzchołkowy styku ruchomego w sposób znaczny wpływa na siłę tarcia. Dla 30° osiąga ona maksymalną wartość 11,59 kN, dla 45° 14,39 kN, a dla 60° 10,86 kN. Patrząc na wyniki stwierdzono, że dla przedziału (30°,45°) wraz z większym kątem rósł współczynnik tarcia, a co za tym idzie również siła tarcia. Między 45°, a 60° nastąpił moment, kiedy interakcja powierzchni styku ruchomego i nieruchomego coraz mniej miała charakter tarcia, a coraz bardziej uderzenia, stąd dla 60° siła tarcia jest mniejsza niż dla 45° oraz 30°.

Nakładka SolidWorks Simulation za pomocą metody elementów skończonych oblicza obciążenia jakie wywołuje ruch elementów. Za jej pomocą można przyjrzeć się powierzchniowemu wykresowi naprężenia zredukowanego oraz deformacji. Dzięki integracji nakładek obserwowalna jest zmiana tych wykresów w ruchu i czasie. W większości dostępnych aplikacji MES analizowany jest wyłącznie moment zderzenia. Pomaga to znaleźć potencjalne słabe punkty w projekcie na etapie jego projektowania. W tym przypadku można oprócz niego przyjrzeć się danym po zderzeniu, co pomaga zrozumieć kierunek rozchodzenia się obciążenia. Zwiększa to zrozumienie inżyniera na temat tego co dzieje się z badanym elementem podczas zderzenia. Wykres naprężenia przedstawia naprężenie zredukowane Hubera – Misesa. Jest to uśredniona suma zawierająca wszystkie składowe tensora naprężenia. Stanowi parametr, który stosunkowo obiektywnie określa obciążenia materiału w wieloosiowym stanie naprężenia. W momencie zderzenia $t = 7,11$ ms widać jak obciążenie przenosi się na lamelkę. Najwyższe obciążenie odnotowano na zewnętrznej ścianie lamelki. Po upływie 10 ms od momentu uderzenia wykres obciążeń osiągnął swoją maksymalną wartość, która wynosi 4,24 MN/m². Od tego momentu obciążenia malały, aż osiągnęły stan zbliżony do początkowego przed uderzeniem. Stan ten został osiągnięty w $t = 7,3$ ms, czyli 0,2 s po zderzeniu. Rysunek 15 przedstawia deformację, która ma miejsce w momencie zderzenia. Podstawa lamelki oraz jej wierzchołek, który nie styka się ze stykiem ruchomym są dwoma miejscami najbardziej poddanymi deformacji. Na styku ruchomym widać jednolity współczynnik deformacji na prawie całej długości. Zaledwie 0,005 s po zderzeniu wykres deformacji w znaczny sposób się zmienia dla styku ruchomego (rys. 16). Maksimum deformacji wędruje w poprzek styku na jego wierzchołkach wraz z działaniem siły zgniatającej. Deformacja lamelki stale maleje rozchodząc się promieniście, aż zatrzyma się na ustalonym poziomie (rys. 17).

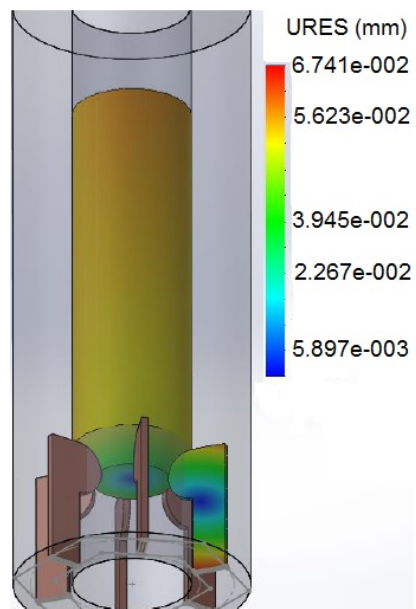
Wynikiem przeprowadzonej symulacji jest wyznaczenie zakresu kąta wierzchołka styku α z przedziału (30° - 45°), dla którego ryzyko odskoku sprężystego jest najmniejsze. Zwiększenie wartości siły początkowej układu napędowego zwiększa prędkość styku ruchomego i nieznacznie zmniejsza czas własny aparatu elektrycznego. Należy mieć jednak na uwadze, że zwiększanie prędkości styku ruchomego zwiększa ryzyko odskoku sprężystego i ponownego zapalenia się łuku elektrycznego podczas załączania. Krótki czas własny aparatu elektrycznego nie jest kryterium najważniejszym. Normy zwracają szczególną uwagę na rozrzut czasu własnego (nie może być większy niż 5° el.) i zwiększanie prędkości styku ruchomego zestyku nie jest kryterium najważniejszym. Po uwzględnieniu w obliczeniach współczynnika tarcia w zestyku, stwierdzono zmniejszenie wartości wychyleń styczek styków nieruchomych, liczby drgań zestyków, a także ograniczenie liczby odskoków styków, poprzez częściowe rozpraszanie energii kinetycznej układu ruchomego.



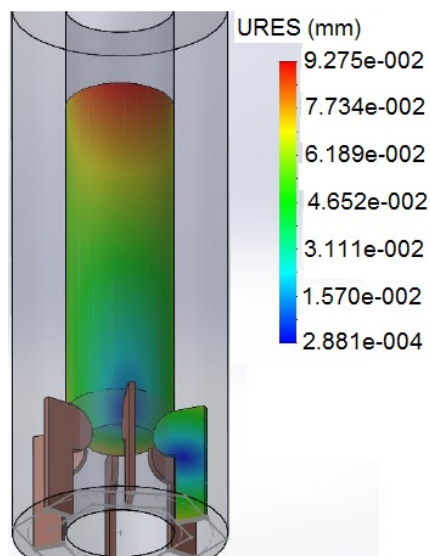
Rys. 13. Wykres obciążenia, moment zderzenia.



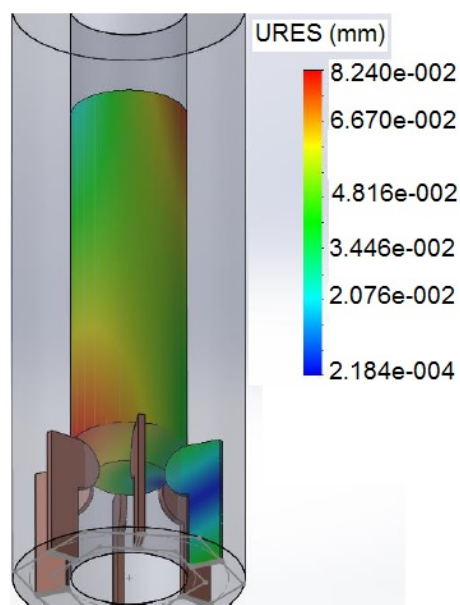
Rys. 14. Wykres obciążenia 10 ms po zderzeniu.



Rys. 15. Wykres deformacji w momencie zderzenia.



Rys. 16. Wykres deformacji 5 ms po zderzeniu.



Rys. 17. Wykres deformacji po 10 ms po zderzeniu.

Wnioski i podsumowanie

Praca opisuje zestyk łączeniowy rozłączny stosowany w aparatach elektrycznych. Z uwagi na obszerność tematu i zjawisk zachodzących, nacisk położony został na mechaniczny aspekt zestyków – siły działające na styk ruchomy i nieruchomy, zjawiska zachodzące przy uderzeniu. Praktyczną częścią pracy jest prezentacja metody analizy dynamiki na przykładzie zestyku tulipanowego. Wykorzystany został do tego program Solidworks wraz z jego nakładkami – SolidWorks Motion oraz SolidWorks Simulation, które umożliwiają realistyczne symulowanie ruchu urządzeń. Oprócz wykonania obliczeń oraz przedstawienia wybranych wyników, aplikacja prezentuje wizualnie co się dzieje z badanym obiektem. Do pełnej analizy dynamiki ruchu styków zestyków łączeniowych (tulipanowych) wykorzystano metodę polową. Analizując zamykanie pod kątem zjawisk mechanicznych zauważono problem odskoków sprężystych. Elementami, które podlegały szczegółowej analizie, parametryzacji to:

- kąt wierzchołka styków α ,
- siła początkowa układu napędowego F_1 .

Program SolidWorks może zostać wykorzystany do kompleksowej metody modelowania układów stykowych stosowanych w łącznikach elektrycznych, zwłaszcza przeznaczonych do załączania prądów roboczych i zwarciovych. W celu uzyskania wytycznych dla konstruktorów i projektantów zestyków w pracy podano w niezbędnym wymiarze analizę zjawisk fizycznych występujących w układach stykowych.

LITERATURA

- [1] W. Tarczyński, *Elektrodynamika aparatów elektrycznych, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej*, 2007
- [2] Ł. Kolimas, *Analiza zjawisk fizycznych zachodzących w układach stykowych podczas załączania prądów, rozprawa doktorska*, Politechnika Warszawska, 2008
- [3] P. Slade, *Electrical contacts*, Manel Dekker, inc.. New York, 1999
- [4] S. Kulas, Ł. Kolimas, *Badania symulacyjne wielkopiętowego układu stykowego załącznika zwarciovego, Przegląd Elektrotechniczny*, nr 3, 2007, 137-140
- [5] Ł. Kolimas: "Analysis of the Breakdown and Electrical Arc in the Process of Switching on", *GSTF Journal of Engineering Technology (JET)*, Vol.2 No.2, 2013
- [6] Ł. Kolimas, S. Kulas: "Optimization of Electric Field in Contacts on Example of Making Switch", *Proceedings of the 42th International Universities Power Engineering Conference*, University of Brighton, Brighton, UK 2007, pp. 491-495

Autorzy: dr inż. Łukasz Kolimas, Politechnika Warszawska, Instytut Elektroenergetyki, ul. Koszykowa 75, 00-662 Warszawa, E-mail: lukaszpw@o2.pl,

dr inż. Przemysław Sul, Instytut Energetyki w Warszawie Laboratorium Wielkopiętowe, ul. Mory 8, 01-330 Warszawa, E-mail: przemyslaw.sul@ien.com.pl,

mgr inż. Jacek Tymochowicz, Instytut Energetyki w Warszawie Laboratorium Wielkopiętowe, ul. Mory 8, 01-330 Warszawa, E-mail: jacek.tymochowicz@ien.com.pl,