

I Kongres Mechaniki Polskiej

Organizatorzy: IPPT PAN, Politechnika Warszawska, PTMTS


 KMP
2007


Warszawa, 28-31 sierpnia 2007

7112 194 L C 48203
K228P

I Kongres Mechaniki Polskiej

KMP
2007



Warszawa, 28–31 sierpnia 2007

Rozwiązanie problemu termosprężystości dla współpracy kontaktowej elementów ciernego tłumika drgań

Aleksander Śladkowski

Politechnika Śląska, Wydział Transportu, Katedra Logistyki i Transportu Przemysłowego

Larisa Gubachova

Wschodnio – Ukraiński Techniczny Uniwersytet, Instytut Technologii Transportowych

1. WSTĘP

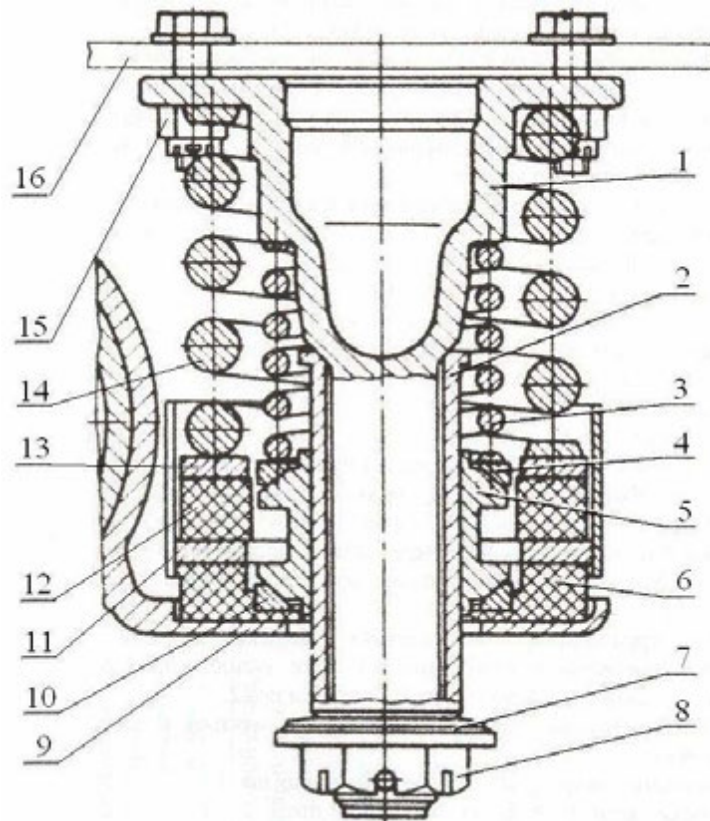
Cierny tłumik drgań, który jest wykorzystywany w wagonach kolejowych, jest ważnym elementem, przeznaczonym dla bezpieczeństwa ruchu pociągów. Obecnie zaproponowane są nowe konstrukcje tego zespołu, które z sukcesem przeszły badania eksploatacyjne na kolejach Ukrainy. Praca oddzielnych części tego zespołu jest dosyć ciekawa z pozycji mechaniki. Tu ma miejsce kontakt różnych części gdzie są realizowane warunki suchego granicznego tarcia, na skutek czego generuje się ciepło w strefie kontaktowej. Wskutek nierównomiernego nagrzania powierzchni kontaktowej odbywa się zmiana jej formy, co z kolei wpływa na redystrybucję naprężeń kontaktowych. Rozpatrzmy modelowanie tego procesu z wykorzystaniem metody elementów skończonych.

Na rys. 1 pokazany schemat ciernego tłumika drgań, który obecnie jest wykorzystywany w wielu towarowych wagonach. Górna część trzpienia prowadnicy 1 przy pomocy śrubowego połączenia 15 przymocowana jest do metalowej konstrukcji wózka wagonu 16. Wózek opiera się na zespole maźnicy przy pomocy dwóch sprężyn. Sprężyna zewnętrzna 14, mająca większą średnicę przekroju poprzecznego, opiera się na: stalowy pierścień 13, dwa gumowe pierścienie 6, 12 i stalową osłonę pierścieniową 11, która ogranicza poprzeczne przemieszczenia wskazanych wyżej elementów. Cały ten komplet części spoczywa w podcięciu wykonanym w podporowych częściach korpusu maźnicy 9. Sprężyna wewnętrzna 3 wykonuje dwie ważne funkcje. Z jednej strony pracuje równolegle ze sprężyną zewnętrzną, powiększając sumaryczną sztywność sprężystego zawieszenia wagonu pierwszego stopnia. Z innej strony jej dolna część naciska na górny pierścień stożkowy 4, którego stożkowa powierzchnia współdziała ze stożkowymi występami kamieni 5. Analogiczny dolny pierścień 10 także naciska na stożkowe występy kamieni. Siły nacisku pierścieni na kamień zsumują się i powodują działanie poziomych sił, które przyciskają kamienie do cierniej tulejki prowadnicy 2. Nakrętka koronowa 8 i sprężyna krążkowa 7 umocowują i centrują tulejkę 2 stosunkowo do trzpienia 1.

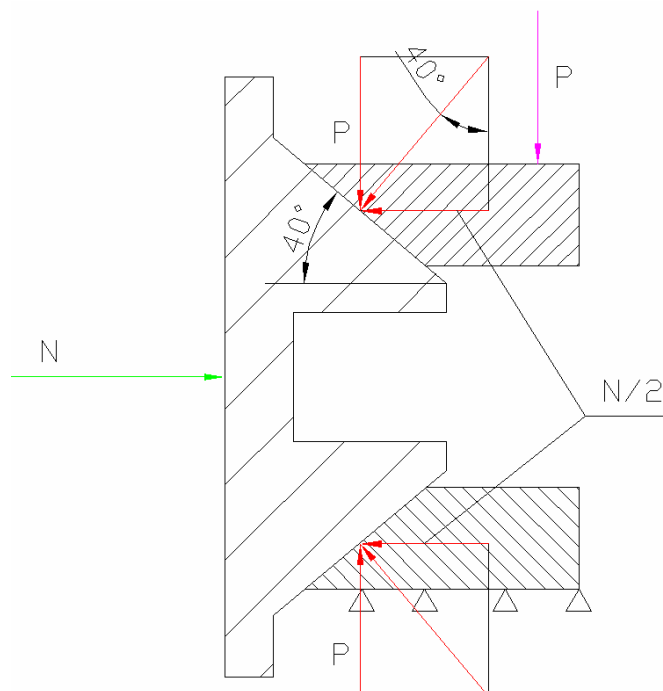
Oczywiście, że przy pionowym przemieszczeniu względnym wózka zespołu maźnicy stosunkowo zmienia się: długość sprężyn, odpowiednio siła P , z którą wewnętrzna sprężyna oddziałuje na pierścień 4. Siła przycisku kamieni do tulei (na rys. 2 siła N) także jest zmienna. Tj. przy przemieszczeniu korpusu wózka w dół siła N wzrasta. Tym niemniej, wskazane zmiany siły N w porównaniu z jej średnią wielkością są stosunkowo nieduże, dlatego dla uproszczenia schematu obliczeniowego siły P i N zostały przyjęte stałymi.

Wcześniej konstrukcja tulejki wykonywana była tak, żeby jej strefa robocza przedstawiała sobą praktycznie cylindryczną powierzchnię z bardzo małą stożkowością. Obecnie zaproponowana została nowa perspektywiczna konstrukcja tulejki, u której strefa robocza jest bliska do sześciennej powierzchni pryzmatycznej [1]. Ona także ma nieznaczne nachylenie płaskich powierzchni, które przy obliczeniach do tej pory nie uwzględniano. Na rys. 3 pokazany jest uproszczony rysunek techniczny tulejki, który dalej wykorzystany był w obliczeniach. Zgodnie z konstrukcją tulejki była zmieniona

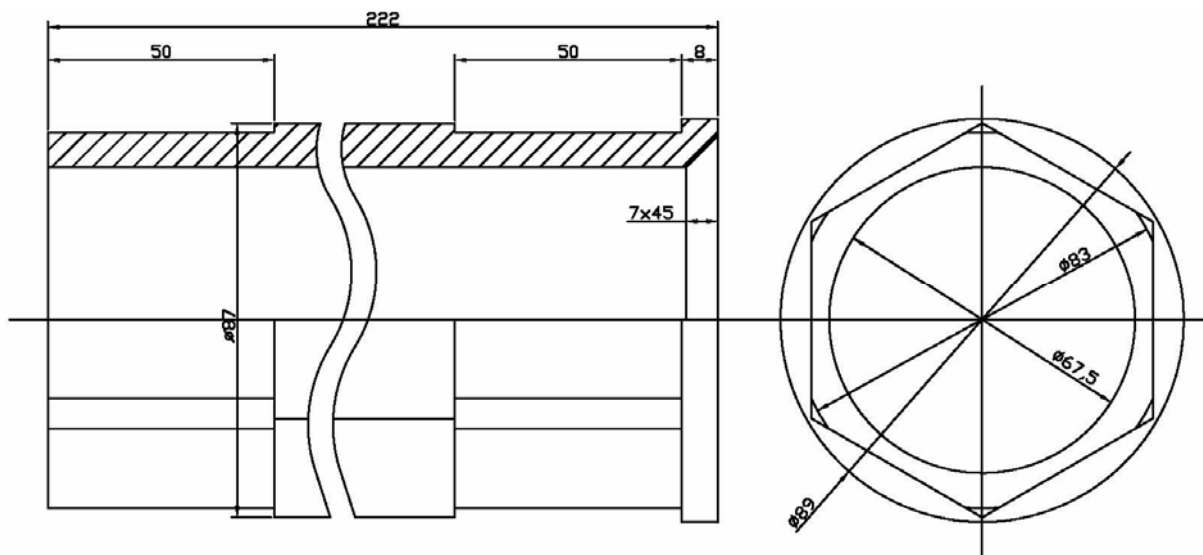
konstrukcja kamieni. W ten sposób odbywa się cierny kontakt pomiędzy tulejką i sześciu kamieniami, który jest podstawowym. Oprócz tego, odbywa się współdziałanie cierne między stożkowymi powierzchniami występów kamieni i stożkowymi pierścieniami. Rozpatrzmy najpierw geometryczne modelowanie głównej pary tarcia między kamieniami i tulejką.



Rys 1. Konstrukcja ciernego tłumika drgań



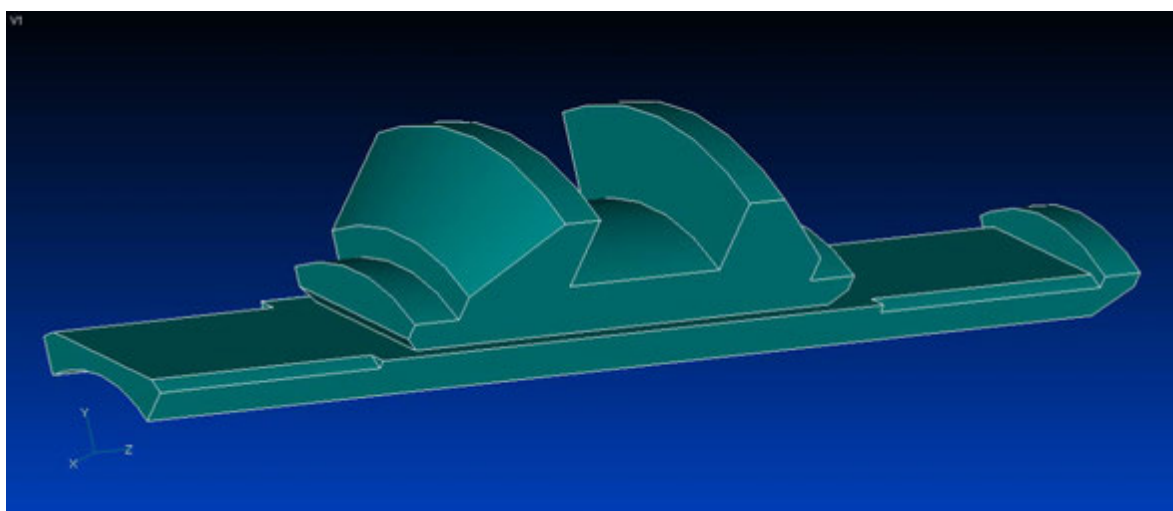
Rys 2. Schemat współpracy kamieni i pierścieni stożkowych



Rys 3. Uproszczony rysunek techniczny tulejki przewodnicy

2. MODELOWANIE GEOMETRYCZNE I GENERACJA SIATEK ELEMENTÓW SKOŃCZONYCH

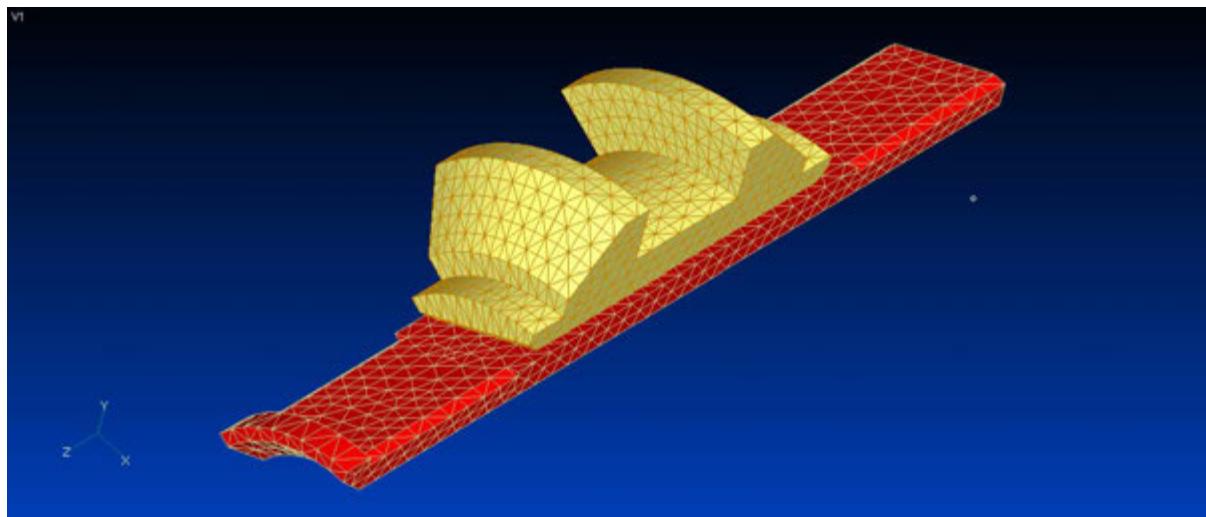
Geometryczne modelowanie elementów głównej pary tarcia (tulejki przewodnicy i kamieni) realizowano przy pomocy zasobów wchodzących w pakiet oprogramowania MSC.NASTRAN for Windows. W szczególności w charakterze preprocesora wskazane oprogramowanie korzysta z programu FEMAP. Przewagą takiego podejścia polega na tym, że wszystkie przygotowawcze operacje związane ze stworzeniem modelu MES dochodzą do skutku w jednym środowisku programowym. W związku z tym, że rozpatrywana główna para tarcia ma centralną symetrię stosunkowo osi trzpienia przewodnicy, można analizować nie pełny model, a tylko jego szóstą część, tj. wycinaną część tulejki, znajdującą się wewnątrz centralnego kąta 60° i odpowiedni jeden kamień. Na rys. 4 pokazany stworzony model geometryczny.



Rys 4. Geometryczny model rozpatrywanej części głównej pary tarcia

Z tego powodu, że działające na rozpatrywane części siły są porównawczo nieduże, to materiały współdziałających ciał były przyjęte liniowo sprężystymi z charakterystykami odpowiadającymi stalom konstrukcyjnym. Wykonana próba skorzystała z automatycznego generatora siatek, który jest

składową częścią wykorzystywanego oprogramowania MSC.NASTRAN for Windows. Z tego powodu, że przewidywane jest badanie problemu kontaktowego z uwzględnieniem dynamiki i termo sprężystości, który będzie rozwiązywany iteracyjnie ze stosunkowo dużą liczbą kroków rozwiązania, ilość stopni swobody, jaka zależy od liczby węzłów siatki, musi być minimalna. Przedstawiona na rys. 5 dyskretyzacja MES otrzymana w rezultacie obliczeń z wykorzystaniem automatycznego generatora siatek mogłaby odpowiadać wskazanym żądaniom.



Rys 5. Dyskretyzacja MES wykonana z wykorzystaniem automatycznego generatora siatek

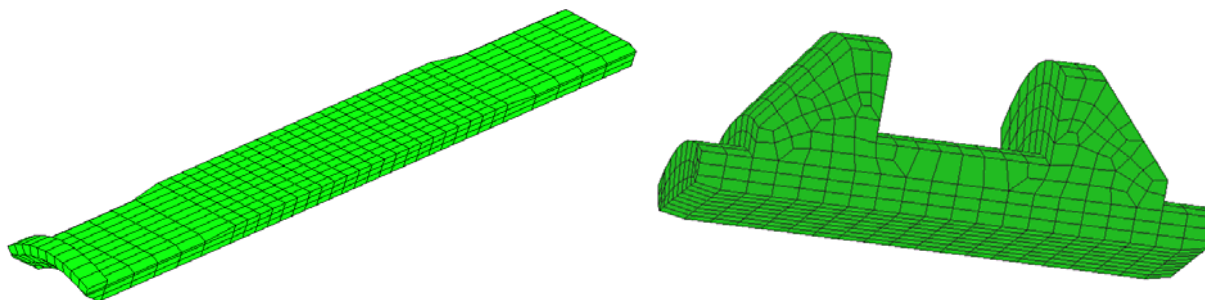
Później stworzona siatka MES eksportowała się do programu MSC.MARC, gdzie już były zadawane warunki brzegowe, w którym przeprowadzało się rozwiązanie zadania oraz analizę otrzymanych rezultatów. Niestety, przeprowadzona analiza pokazała, że rozkład naprężeń kontaktowych przy takich siatkach jest rozkładem nieregularnym, przy czym błąd rozwiązania uwarunkowany zastosowaniem wskazanych siatek jest błędem niedopuszczalnym [2]. Rozwiązaniem wskazanego problemu ma być stworzenie regularnych siatek, u których kontaktowe węzły muszą być wzajemnie zgodne, tj. jak w początkowym położeniu, tak i przy wzajemnym przemieszczeniu rozpatrywanych ciał, muszą powstawać pary węzłów kontaktowych. W pracy [3] była przeprowadzona analiza wpływu nieregularności siatek elementów skończonych na rozkład naprężeń kontaktowych.

Dla generacji siatek elementów skończonych wykorzystany został półautomatyczny algorytm, polegający na początkowej automatycznej generacji płaskich elementów skończonych w określonych przekrojach rozpatrywanych ciał z kolejnym ich przekształceniem w przestrzenne przy pomocy postępowego wyciskania lub obrotu z wyciskaniem. Przy tym odległość między odpowiednimi warstwami węzłów musi być stała i uzgodniona między współpracującymi częściami. Takie operacje przeprowadzały się niezależnie dla poszczególnych miejsc rozpatrywanych części, a potem siatki zbierały się w jedną całość. Na rys. 6 pokazane są dyskretyzacje MES rozpatrywanej części tulejki i całego kamienia, u których węzły na kontaktowej powierzchni są wzajemnie uzgodnione.

3. ZADANIE WARUNKÓW BRZEGOWYCH

Najbardziej złożonym problemem przy modelowaniu było poprawne zadanie warunków brzegowych. Program MSC.MARC ma dla tego dosyć potężny środek, który nazywa się „ciała kontaktowe”. W odróżnieniu od innych analogicznych programów w danym oprogramowaniu nie ma konieczności zadania specjalnych elementów kontaktowych. Wystarczy opisać ciała kontaktowe, zadając przy tym mechaniczne właściwości ich powierzchniom przy możliwym kontaktowym współdziałaniu. Powinny być także zadane tablice kontaktowe, które muszą odpowiedzieć programowi, jakie i w jaki sposób ciała kontaktowe mogą w zasadzie współdziałać między sobą i na

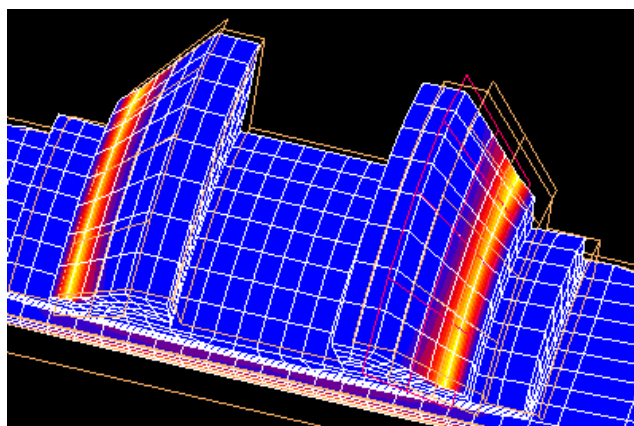
przykład, czy może powstawać kontakt z suchym tarcie granicznym lub czy między współdziałającymi powierzchniami będzie pełna adhezja.



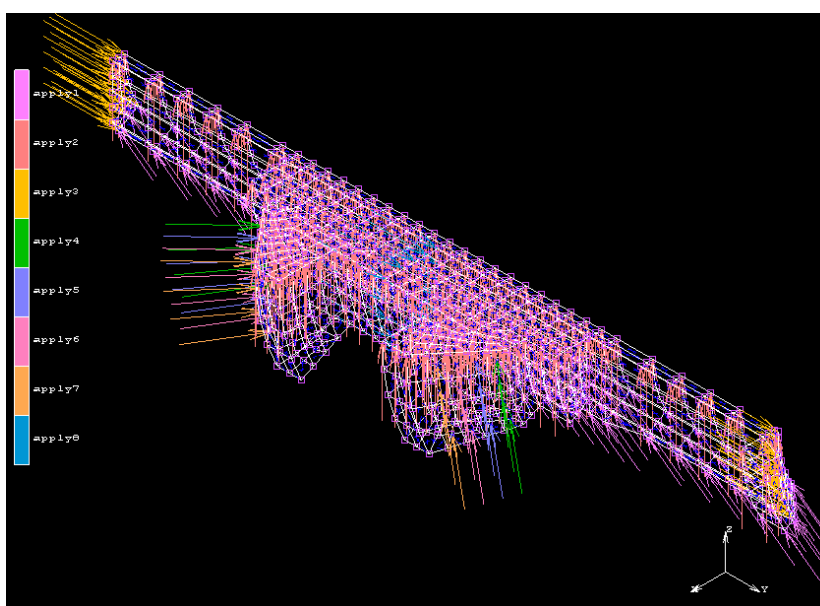
Rys 5. Półautomatyczna dyskretyzacja MES części głównej pary tarcia

Tym niemniej każde dodatkowe kontaktowe ciało doprowadza do komplikacji warunków brzegowych i odpowiednio do powiększenia czasu obliczeń. Początkowo była zrobiona próba, która miała na celu zadać ciała kontaktowe przedstawiające sobą twarde płaszczyzny zbieżne z płaszczyznami przekroju tulejki prowadnicy. Kąt między wskazanymi kontaktowymi ciałami jest równy 60° . Wskazane ciała musiały ograniczać przemieszczenia wycinanej części tulejki prowadnicy w kierunku normalnym do płaszczyzny rozcięcia. Metodyka ta okazała się niefortunną nie tylko wskutek zadania dodatkowych kontaktowych ciał, lecz również z tego powodu, że przy takim kontakcie ograniczały się przemieszczenia w zewnętrzną stronę od płaszczyzny rozcięcia, ale nic nie przeszkadzało kontaktowym węzłom przesuwając się oddalając od płaszczyzny rozcięcia w stronę wewnętrzną. Innym sposobem zadania warunków brzegowych na danych powierzchniach mogło być przyklejanie węzłów powierzchniowych do dodatkowych ciał kontaktowych (wskazanych wyżej twardych płaszczyzn). Taka metodyka też nie była przyjęta, ponieważ przy tym ograniczają się węzłowe przemieszczenia styczne do płaszczyzny rozcięcia. W pracy [2] był zaproponowany bardziej efektywny sposób zadania warunków brzegowych, który pozwolił obejść się bez dodatkowych ciał kontaktowych. W szczególności, dla węzłów, znajdujących się na płaszczyznach rozcięcia zadawany był lokalny układ współrzędnych, którego jedna z osi była prostopadłą do płaszczyzny rozcięcia. Przy tym przyrównywały się zeru tylko przemieszczenia węzłów, znajdujących się w danej płaszczyźnie w kierunku wskazanej osi.

Jeszcze jedną problematyczną powierzchnią był dodatkowy kontakt stożkowych występów kamieni z pierścieniami stożkowymi. Oczywiście, że można byłoby przeprowadzić pełne modelowanie kontaktowego współdziałania pomiędzy tymi ciałami. Lecz takie podejście tylko skomplikowałoby zadanie, ponieważ istotnego wpływu na rozkład naprężeń kontaktowych na powierzchniach roboczych głównej pary tarcia wskazane dodatkowe kontaktowe współdziałanie praktycznie nie okazuje. Tym niemniej była przeprowadzona dodatkowa analiza kontaktowego współdziałania w całym zespole: tulejki prowadnicy, kamieni, pierścienia stożkowego. W rezultacie badania naprężeń kontaktowych i kontaktowych sił węzłowych na stożkowych powierzchniach kamieni (rys. 6) było wyznaczone, że rozkład kontaktowych sił węzłowych w kierunku współrzędnej okręgowej jest praktycznie stały. Przy tym ma miejsce znaczna różnica wskazanych sił wzdłuż rozpatrywanego występu. Jeżeli u jego podstawy siły kontaktowe mają maksymalne znaczenia, to przy przybliżeniu do kraju występów zmniejszają się praktycznie do zera. Wskazane rozkłady uwarunkowane są przez to, że przy kontaktowym współdziałaniu z pierścieniami stożkowymi występy deformują się i ich wierzchołek odchodzi od pierścienia stożkowego, w rezultacie czego dla węzłów znajdujących się w górnej części tych występów, kontakt z pierścieniami stożkowymi przerywa się. Dla uproszczenia rozwiązania podstawowego zadania otrzymane rozkłady kontaktowych sił węzłowych na stożkowych powierzchniach występów kamieni były wykorzystane w charakterze warunków brzegowych (rys. 7).



Rys 6. Rozkład naprężeń kontaktowych na stożkowych powierzchniach występów kamieni spowodowanych współdziałaniem kontaktowym z pierścieniami stożkowymi



Rys 7. Zadanie warunków brzegowych w programie MSC.MARC

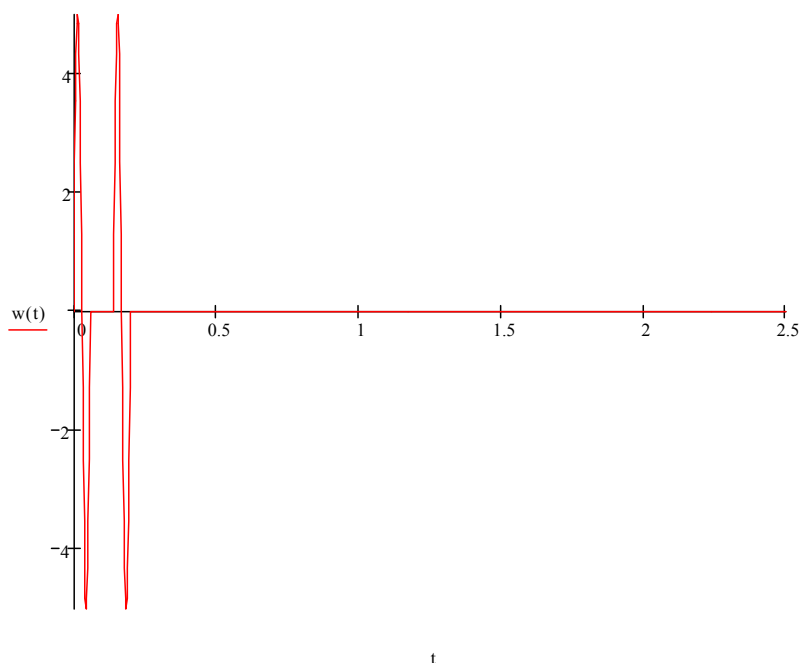
Zadania termosprężystości mogą rozwiązywać się kilkoma sposobami. Najprościej rozwiązują się w tym wypadku, jeżeli najpierw analizuje się zadanie przewodności cieplnej. W wyniku tego rozwiązania wyjaśnia się pole temperatur, które następnie wykorzysta się do znalezienia termicznej składowej pola naprężeń. Na przykład, właśnie takie podejście było wykorzystane w pracy [4] do badania stanu naprężeń kół kolejowych różnych konstrukcji. Takie podejście mogło być zastosowane w związku z tym, że energia cieplna, generująca wskutek tarcia przy hamowaniu klockowym, zadawała się w postaci strumienia cieplnego oddziałującego na powierzchnie robocze kół. Wskazany strumień cieplny wyznaczony był eksperymentalnie różnymi autorami, jak również został opublikowany w szeregu dokumentów normatywnych w charakterze warunków obciążenia kół przy ich obliczeniach, na przykład [5].

Dla modelowania rozpatrywanego problemu wskazane wyżej podejście jest niewykonalne pierwotnie. W rozpatrywanym zadaniu strumień cieplny powstający wskutek tarcia powierzchni roboczych tulejki i kamieni na początku jest nieznaną. Prócz tego z rozwiązania zadania kontaktowego staje się oczywistym, że wskutek nierównomierności naprężeń kontaktowych generowany strumień cieplny także nie będzie równomiernie podzielony wzdłuż powierzchni kontaktowej. Staje się oczywiste, że zadanie termosprężystości powinno rozwiązywać się przy takich

założeniach problemu, żeby strumień cieplny generowany przy tarcii współdziałających powierzchni mógłby okazywać wpływ powrotny na stan naprężeń współdziałających ciał.

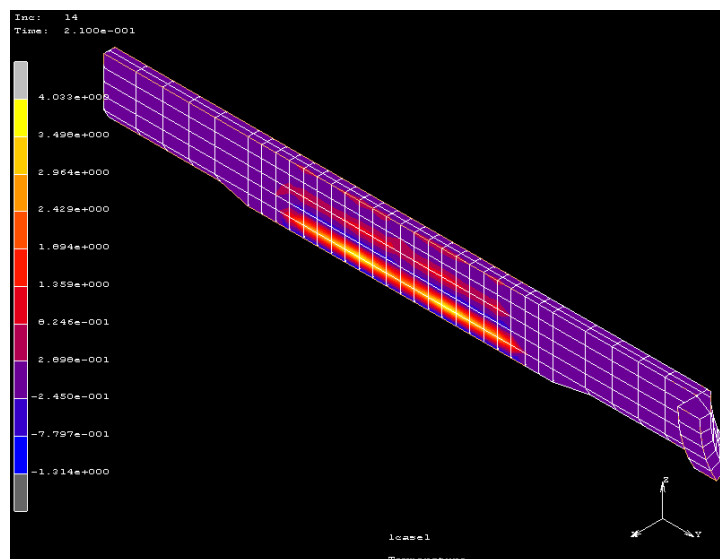
W programie MSC.MARC algorytm realizuje się w następujący sposób. Rozwiązanie dochodzi do skutku krok po kroku. Dla tego zadaje się początkowy krok całkowania. Dalej mogą być dwa warianty, rozwiązanie ze stałym krokiem całkowania lub automatyczny wybór kroku obliczeń. W związku z tym, że ruch rozpatrywanych ciał odbywa się stosunkowo ostrymi skokami, które przemierzają się długotrwałymi pauzami, automatyczny wariant wyboru kroku całkowania, choć pozwala istotnie zaoszczędzić czas obliczeń, nie był zaakceptowany. Przy takim wariancie rozwiązania nie udaje się dokładnie trafić przy całkowaniu na moment początku ruchu lub jego koniec. W rezultacie przeprowadzonej analizy przyjęty został pierwszy wariant rozwiązania ze stałym krokiem całkowania. To z kolei dyktowało konieczność zadania warunków ruchu dokładnie przywiązanych do kroku całkowania po czasie.

Z warunków badań eksperymentalnych współdziałania tulejki i kamieni w warunkach laboratoryjnych zależność czasową przemieszczenia kamieni względem tulejki można przedstawić w postaci następującego wykresu (rys. 8). Tu po osi odciętych odłożony jest czas w sekundach, po osi rzędnych względne przemieszczenie tulejki względem kamieni w milimetrach.



Rys 8. Zależność przemieszczenia kamieni względem tulejki w czasie (jeden pełny cykl)

W pracy [2] były badane naprężenia kontaktowe na powierzchniach roboczych głównej pary tarcia. W rezultacie rozwiązania zadania został określony rozkład temperatur na końcu pierwszego skoku roboczego (rys. 9). Maksymalna temperatura jest lokalizowana w tych samych strefach gdzie są naprężenia maksymalne i równa jest $4,03^{\circ}\text{C}$. Druga strefa maksymalnych temperatur ze znacznie mniejszym ich poziomem jest równoległa strefie podstawowej. Pojawienie tej strefy może być wyjaśnione falistym charakterem szerzenia się ciepła po szerokości tulejki. Po pierwszej sinusoidzie wzajemnych przemieszczeń w czasie małej pauzy ciepło, które było generowane w podstawowej strefie maksymalnych naprężeń kontaktowych, zaczyna rozszerzać się w pobliskiej do niej strefie. Lecz następnie przy drugiej sinusoidzie przemieszczeń pojawia się następująca fala cieplna. Następnie trwa długa pauza, w czasie której odbywa się redystrybucja temperatur. Oczywiście, że przy tym energia cieplna z najbardziej nagranych stref odchodzi, jednocześnie nagrzewają się inne bardziej odległe strefy. Gradient temperaturowy zmniejsza się, także jak i zmniejszają się maksymalne znaczenia temperatur w najbardziej nagranych strefach.



Rys 9. Rozkład temperatur w tulejce na końcu pierwszego skoku roboczego

W wyniku badań przeprowadzona została analiza obciążenia termicznego przy wielokrotnym cyklicznym ruchu względnym głównej pary tarcia. Określone zostały rozkłady naprężeń kontaktowych, temperatur i strumienia cieplnego generowanego na powierzchni kontaktowej.

4. WNIOSKI

Przeprowadzono analizę tego, jak wzrasta temperatura w maksymalnie nagrzanym miejscu współdziałających ciał na każdym cyklu obciążenia termicznego. Okazało się, że za wyjątkiem początkowego grzania temperatura później wzrasta stopniowo, około $0,054^{\circ}\text{C}$ w ciągu każdego cyklu obciążenia. W ten sposób, prognozując grzanie współdziałających ciał, na przykład, w ciągu 1 godziny pracy, można wyciągnąć wniosek, że maksymalna temperatura na powierzchni kontaktowej nie przekroczy 85°C . Należy także zaznaczyć, że wskazana prognoza założona jest na podstawie obliczeń, w których nie było uwzględnione ochładzanie się ciał. W rzeczywistości, przy obecności konwekcyjnego i radiacyjnego ochładzania ciał temperatura będzie jeszcze mniejsza. Przeprowadzone badania eksploatacyjne potwierdziły prawidłowość przedstawionych wyników.

Bibliografia

- [1] Губачева Л.А., Сладковский А.В., Щербаков В.П.: Контактные задачи механики при расчете подвижных сопряжений железнодорожного транспорта. *Вісник Східноукраїнського національного університету*, **8(1)**:111–114, 2006.
- [2] Sładkowski A., Gubaczewa L., Basow G.: Modelowanie cieniowego tłumika drgań. *VI Konferencja Naukowa "Telematyka i Bezpieczeństwo Transportu"*. – Katowice, **2**:173–186, 2006.
- [3] Сладковский А.: *Контактное взаимодействие колес и рельсов*. Русь, Луганск, 2005.
- [4] Сладковский А.В., Ситаж М., Мартыненко Ю.Р.: *Решение задач механики железнодорожного транспорта с помощью МКЭ*. Новая идеология, Днепропетровск, 2002.
- [5] *Auswahl der Parameter für die Untersuchung von thermischen Grenzen der Räder und Bremsklötze*. ORE – FRAGE B 169. Bericht B 169/ RP 1. ORE, Utrecht, 1987.

Summary The frictional vibration dampers are one of the most important elements influencing on a traffic safety of the railway trains. The solution of the mechanical problems of the contact interaction in this case becomes complicated with the additional effects connected with generation of a heat flux in the contact. The using of the FEM has allowed carrying out the modelling of the contact interaction for frictional vibration damper of a new design. The distributions of the stresses and temperatures depending on dynamic loading of all structure are certain.