

**Dr inż. Paweł Lonkwić**

LWDO Lift Service S.A.  
Roztocze str. 6, 20-722 Lublin, Poland  
E-mail: plonkwić@gmail.com

**Mgr inż. Patryk Różyło****Dr hab. inż. Hubert Dębski**

Department of Mechanical Engineering  
Lublin University of Technology  
Nadbystrzycka str. 36, 20-618 Lublin, Poland  
E-mail: p.rozylo@pollub.pl  
E-mail: h.debski@pollub.pl

**Badania numeryczne i doświadczalne konstrukcji chwytacza progresywnego z wykorzystaniem metody elementów skończonych**

**Słowa kluczowe:** *dźwig cierny, chwytacze progresywne, bezpieczeństwo, symulacje numeryczne, metoda elementów skończonych*

**Streszczenie:** W artykule zaprezentowano wyniki badań eksperymentalnych oraz symulacji numerycznych procesu hamowania rolki chwytacza progresywnego nowego typu CHP 2000. Chwytnacz będący głównym elementem bezpieczeństwa dźwigu ciernego podczas hamowania narażony jest na przeciążenia związane ze zmienną masą obciążającą układ hamowania. Niezawodna praca układu hamowania dźwigu, zwłaszcza w sytuacjach awaryjnych, stanowi podstawę bezpiecznej eksploatacji tych urządzeń. Zaprezentowane w artykule rozwiązanie konstrukcyjne chwytacza progresywnego poddane zostało próbom stanowiskowym oraz symulacjom numerycznym, mającym na celu potwierdzenie wymaganej wytrzymałości oraz właściwej funkcjonalności konstrukcji poddanej obciążeniom eksploatacyjnym. Analizie numerycznej poddano symulację przemieszczenia rolki chwytacza w trakcie hamowania z pozycji neutralnej do pozycji maksymalnego przemieszczenia oraz wpływ zmiennego obciążenia na poziom naprężeń w elementach chwytacza. Wyniki obliczeń numerycznych weryfikowano badaniami eksperymentalnymi, poddając analizie długość drogi hamowania. Zastosowanym narzędziem numerycznym był komercyjny pakiet do obliczeń z wykorzystaniem metody elementów skończonych - program ABAQUS®.

**1. Wstęp**

Dźwigi osobowe i towarowe należą do urządzeń powszechnie stosowanych do transportu pionowego zarówno w budynkach użyteczności publicznej, jak i budynkach mieszkalnych. Powszechność tego typu konstrukcji narzuca spełnianie usankcjonowanych przepisami budowlanymi rygorystycznych wymogów bezpieczeństwa, narzucających ściśle określony sposób ich eksploatacji. Do podstawowych podzespołów tych urządzeń należą układy hamulcowe, mające zapewnić właściwą funkcjonalność, a przede wszystkim bezpieczeństwo całej konstrukcji. Pomimo wysokich wymagań stawianych tego typu urządzeniom stan aktualnej literatury dotyczącej zagadnień budowy i eksploatacji układów hamulcowych oraz chwytaczy progresywnych nie jest wyczerpujący. Prezentowane w literaturze zagadnienia dotyczą dwóch głównych kierunków badań – zagadnień dynamicznych oraz zagadnień wytrzymałościowych elementów nośnych konstrukcji. Zagadnieniami dynamiki urządzeń dźwigowych zajmowali się m.in. Taplak [16] oraz Filas i

Mudro [6]. W pracy [16] autorzy przedstawili zagadnienia związane z zastosowaniem sieci neuronowych do analizy drgań pracy dźwigu, na skutek zmiennej masy przewożonego ładunku. Zastosowane sieci neuronowe zostały wykorzystane przez autorów do oceny symptomów drgań, pozwalających stwierdzić uszkodzenie części dźwigu lub całego urządzenia. Autorzy w publikacji [6] opisali zagadnienie wykorzystania metody redukcji do oceny dynamiki pracy dźwigu. W przedstawionych analizach zredukowano model kabiny dźwigu do płaskiego układu o jednym, pionowym stopniu swobody. Przedstawioną metodykę redukcji autorzy zastosowali do opisu określonego mechanizmu dźwigu towarowego, definiując zagadnienie w sposób matematyczny. Ponadto dokonano oceny parametrów pracy dźwigu oraz ich wpływu na charakterystyki przyspieszeń całego układu. Zagadnienia związane z dynamiką układu hamulcowego dźwigu, analizą zastosowanych materiałów oraz konstrukcją chwytaczy poruszane są ponadto w pracach [9, 10, 11, 12, 13]. Autorzy w tych opracowaniach skupiają m.in. swoją uwagę na analizie układu hamulcowego, porównują budowę oraz działanie chwytaczy europejskich producentów do nowo opracowanego rozwiązania.

Odmianą klasę zagadnień stanowią dźwigi wykorzystywane w wysokich budynkach, powyżej 40 pięter. Przykład analiz tych urządzeń poruszony został w pracy [19], w której autorzy zajmowali się zagadnieniami związanymi z wpływem masy przewodów zasilających kabinę dźwigu oraz lin nośnych na pracę dźwigu. W tego typu urządzeniach, znaczna wysokość podnoszenia wymaga zastosowania pasa wyrównawczego, który kompensuje ciężar lin nośnych oraz przewodów zasilających, powodując odciążenie pozostałych podzespołów dźwigu. Autorzy opisują w sposób modelowy zachowanie się pasa wyrównawczego oraz jego wpływ na liniowy model pracy dźwigu. Badają również wpływ horyzontalnych przemieszczeń pasa wyrównawczego na częstotliwości drgań własnych układu.

W procesie projektowania i eksploatacji dźwigów coraz szerzej stosowane są narzędzia numeryczne wykorzystujące metodę elementów skończonych (MES) [20]. Dotyczy to przede wszystkim analiz wytrzymałościowych oraz optymalizacji elementów konstrukcyjnych [5, 7] urządzeń dźwigowych. Przykład wykorzystania metody elementów skończonych do symulacji naprężeń oraz przemieszczeń korpusu chwytacza natychmiastowego w trakcie hamowania przedstawiono w pracy [8], w której wyniki obliczeń numerycznych pomyślnie zweryfikowano na drodze badań eksperymentalnych.

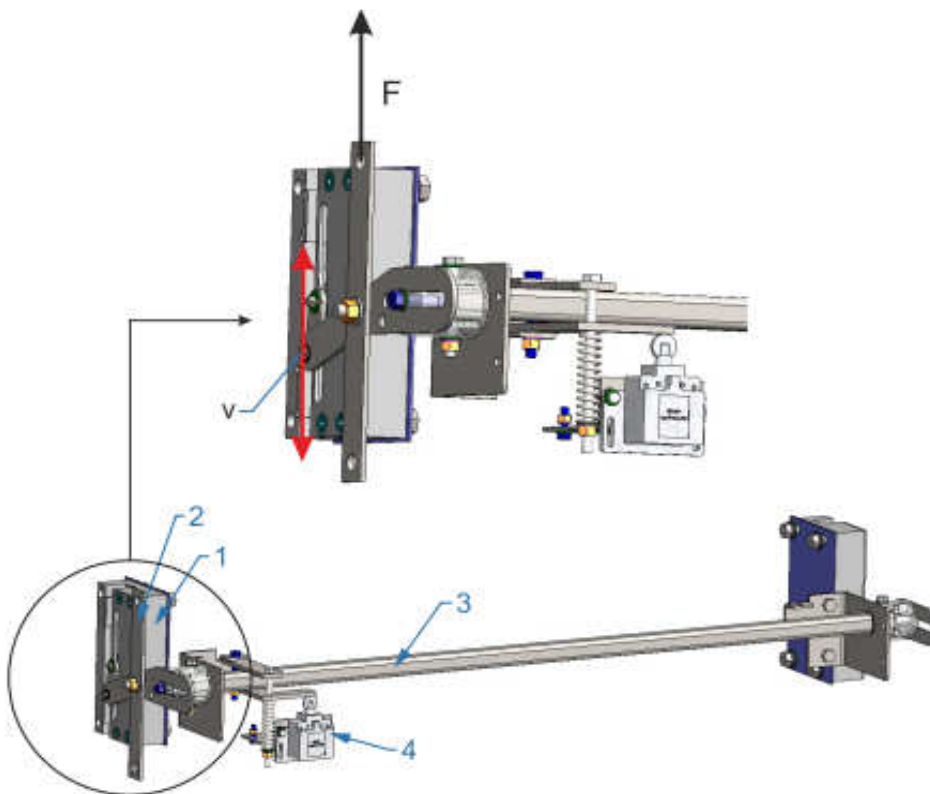
Wyniki badań właściwości użytkowych chwytaczy zaprezentowano w publikacji [3], gdzie autorzy przedstawiają badania własne nad zastosowaniem powłoki NiCrBSi-60 naniesionej na szczęki chwytacza klinowego oraz jej wpływ na parametry hamowania w odniesieniu do szczęk wykonanych ze stali C45. Nowy typ chwytaczy, charakteryzujących się odmienną charakterystyką działania w odniesieniu do istniejących rozwiązań stosowanych w dźwigach towarowych zaprezentowano w pracy [18]. Autorzy opisują model matematyczny oraz konstrukcję własnego modelu wraz z analizą wyników otrzymanych na drodze eksperymentu. Patent nowego rozwiązania konstrukcji chwytacza krążkowego, opracowanego dla firmy KONE opublikowano w pracy [17], w której przedstawiona została oryginalna konstrukcja chwytacza krążkowego oraz charakterystyka jego działania.

W publikacjach [4, 14] autorzy opisują zastosowanie metody elementów skończonych do oceny sztywności oraz wytrzymałości konstrukcji ram kabinowych w różnych typach dźwigów, w tym również konstrukcji chwytaczy. Metodę elementów skończonych w opisywanych zagadnieniach autorzy wykorzystali do optymalizacji konstrukcji ramy nośnej, pod kątem zmniejszenia przekrojów belek konstrukcji ramy, prowadzących do istotnej redukcji masy urządzenia oraz wyznaczenia współczynników bezpieczeństwa. Otrzymane wyniki obliczeń umożliwiły określenie wrażliwych miejsc układu ramy dźwigu na wystąpienie uszkodzeń.

Wyniki prezentowanych analiz numerycznych pokazują duże możliwości wykorzystania MES do projektowania i optymalizacji elementów konstrukcyjnych urządzeń dźwigowych. W tym kontekście autorzy artykułu podjęli próbę rozszerzenia zagadnień związanych z modelowaniem oraz symulacją procesu hamowania dźwigu na podstawie autorskiej koncepcji chwytacza progresywnego typu CHP 2000. Prezentowane wyniki symulacji numerycznych zweryfikowane zostały wynikami badań stanowiskowych, prowadzonych na fizycznym modelu konstrukcji chwytacza.

## 2. Budowa i zasada działania układu hamulcowego oraz chwytacza progresywnego

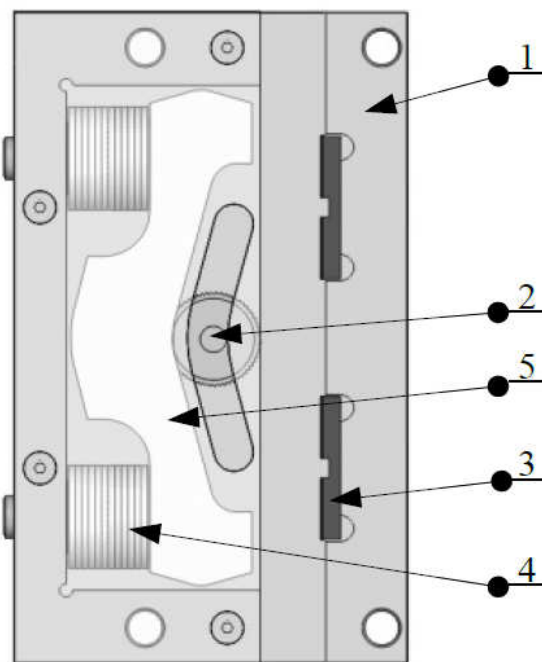
Nowo opracowana konstrukcja chwytaczy progresywnych typu CHP 2000 została zaprojektowana do zastosowania w dźwigach o udźwigu nominalnym od 8000 do 20000 N, co stanowi około 75% produkowanych urządzeń. Szacunkowa roczna produkcja tego typu chwytaczy o zmiennej konfiguracji hamowania wynosi około 2000 kompletów rocznie. Układ hamulcowy zawierający w swojej budowie połączenie kinematyczne między chwytaczami typu CHP 2000 zaprezentowany został na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat układu hamulcowego dźwigu ciernego: 1 – chwytacz, 2 – dźwignia wyzwalania, 3 – łącznica chwytacza, 4 – układ nadzorujący - kompensujący

Chwytacz dźwigu umieszczony jest w ramie kabinowej pod kabiną dźwigu. Do chwytacza zamocowana jest dźwignia wyzwalania 2, której końce połączone są z liną ogranicznika prędkości. W górnej części szybu dźwigowego umieszczony jest ogranicznik prędkości nadzorujący pracę dźwigu, a w dolnej jego części umieszczony jest obciążnik odpowiedzialny za wywołanie właściwego naciągu liny ogranicznika prędkości. Ogranicznik prędkości uruchamia proces hamowania, gdy prędkość nominalna kabiny dźwigu zostaje

zwiększona o 0,3 m/s. Po przekroczeniu prędkości nominalnej, ogranicznik prędkości zostaje zablokowany, tym samym lina poprzez właściwie dobrany współczynnik tarcia zostaje również unieruchomiona. Podczas poruszania się kabiny dźwigu przy zablokowanych podzespołach, dźwignia zostaje przemieszczona w kierunku przeciwnym do kierunku poruszającej się kabiny, podnosząc w ten sposób rolkę hamującą chwytacza. Rolka zostaje dociśnięta do prowadnicy, powodując sprężyste jej odkształcenie w kierunku płytki oporowej, znajdującej się po drugiej stronie pakietu sprężyn talerzowych, powodując w ten sposób wytracenie energii rozprężonej masy. Pakiet sprężyn talerzowych jest odpowiedzialny w tym przypadku za wytworzenie zmiennej siły dociskającej rolkę do prowadnicy, zależnej od przewożonej masy w kabinie, podczas zainicjowania procesu hamowania.



Rys. 2. Schemat chwytacza progresywnych typu CHP2000: 1 – korpus, 2 – rolka hamująca, 3 – płytki hamujące, 4 – sprężyny talerzowe, 5 – krzywka [11]

Chwytnacz typu CHP 2000 przedstawiony na rysunku 2 składa się z korpusu 1, w którym umieszczona została krzywka 5, po której porusza się rolka hamująca 2 mająca radełkowaną powierzchnię. Między krzywką, a korpusie umieszczone zostały pakiety sprężyn talerzowych 4 o zmiennej konfiguracji, zależnej od udźwigu nominalnego urządzenia dźwigowego. W czasie eksploatacji chwytacz porusza się po prowadnicy dźwigu, która umieszczona jest w korpusie chwytacza między rolką hamującą, a płytkami oporowymi 3 umieszczonymi po przeciwnych stronach pakietów sprężyn talerzowych.

Zmienna nastawa chwytacza związana jest ze zmienną masą znajdującą się w kabinie dźwigu. W związku z powyższym, obciążenie nominalne chwytacza jest sumą ciężaru kabiny, ramy kabiny, drzwi kabiny oraz nominalnego udźwigu [11].

Konstrukcja chwytacza ma za zadanie zapewnić efektywne hamowanie urządzenia dźwigowego. Powoduje to znaczne obciążenie poszczególnych jego elementów, od wytrzymałości których zależy bezpieczeństwo pasażerów dźwigu. Przedmiotem badań będzie analiza wytrzymałości całego zespołu chwytacza na obciążenia dopuszczalne mogące wystąpić podczas hamowania awaryjnego.

### 3. Model dyskretny chwytacza

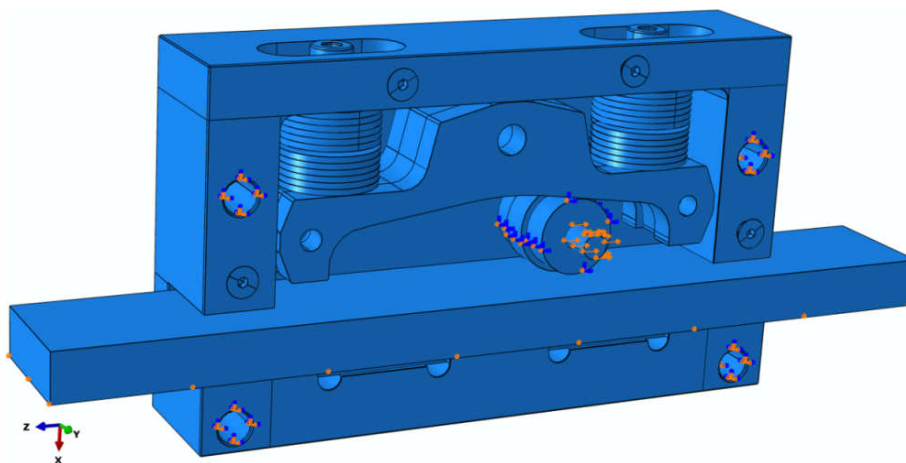
Analizę numeryczną chwytacza w trakcie procesu hamowania awaryjnego przeprowadzono w przypadku maksymalnych obciążeń statycznych, działających na elementy konstrukcji. Zakres badań obejmował analizę mechanizmu w stanie ustalonym, zatem opis układu był niezależny od zmiennej czasu. W modelu numerycznym zastosowano typ interakcji kontaktowych określanych w programie ABAQUS<sup>®</sup> jako *Surface-to-surface*, stanowiących kontakt powierzchniowy, określający wzajemne oddziaływanie pomiędzy współpracującymi elementami układu na kierunku normalnym i stycznym, przy uwzględnionym współczynniku tarcia wynoszącym 0,3.

Cechy materiałowe poszczególnych elementów chwytacza progresywnego zestawiono w tabeli 1. Dla wszystkich elementów zdefiniowano model materiału stali o właściwościach sprężysto-plastycznych z izotropowym wzmocnieniem.

Tab. 1. Cechy materiałowe elementów konstrukcyjnych chwytacza [2]

	Materiał	Moduł Younga E [MPa]	Współczynnik Poissona $\nu$	Granica Plastyczności $R_e$ [MPa]	Granica Wytrzymałości $R_m$ [MPa]
Rolka i płytki hamujące	Stal 18HGT	210000	0.3	850	1000
Prowadnica	Stal S235JRG2	210000	0.3	235	520
Korpus, Krzywka, Pozostałe Elementy	Stal C45	210000	0.3	360	610

Warunki brzegowe przypisane do układu umożliwiły przeprowadzenie symulacji pracy chwytacza w trakcie procesu hamowania awaryjnego. Model chwytacza utwierdzono w miejscach mocowania śrub, poprzez zablokowanie w obszarze otworów wszystkich stopni swobody. Prowadnicy i rolce odebrano możliwość przemieszczania się wzdłuż osi Y, a ponadto rolce zablokowano możliwość obrotu wokół osi Z oraz X – rys.3.

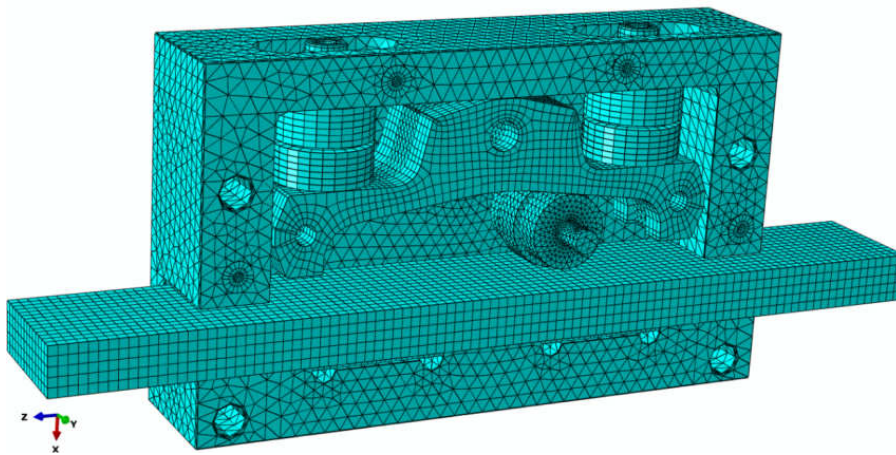


Rys. 3. Warunki brzegowe układu

Praca układu odbywa się poprzez przemieszczenie rolki hamującej, po drodze jaką wyznacza krzywka, w kierunku przeciwnym do osi Z. Krzywka współpracuje ze sprężynami talerzowymi, powodując docisk rolki do prowadnicy, a tym samym prowadnicy do płytek oporowych w kierunku osi X. Elementy odwzorowujące sprężyny talerzowe zostały ukształtowane w sposób umożliwiający uzyskanie określonej charakterystyki sprężystej, poprzez ich odkształcenie w trakcie procesu hamowania awaryjnego.

Dyskretyzację poszczególnych elementów chwytacza przeprowadzono z wykorzystaniem dwóch typów elementów objętościowych: heksagonalnych – typu C3D8R oraz tetragonalnych – typu C3D4 [1]. W obydwu przypadkach zastosowany został rodzaj elementu pierwszego rzędu, przy czym w przypadku elementów ośmiowęzłowych zastosowano zredukowane całkowanie [20].

W przypadku elementów czterowęzłowych w celu zapewnienia odpowiedniej dokładności obliczeń zastosowano znaczne zagęszczenie siatki elementów tetragonalnych (rolka chwytaka), w porównaniu do ogólnego rozmiaru siatki MES w modelu numerycznym.



Rys. 4. Zastosowana siatka elementów skończonych

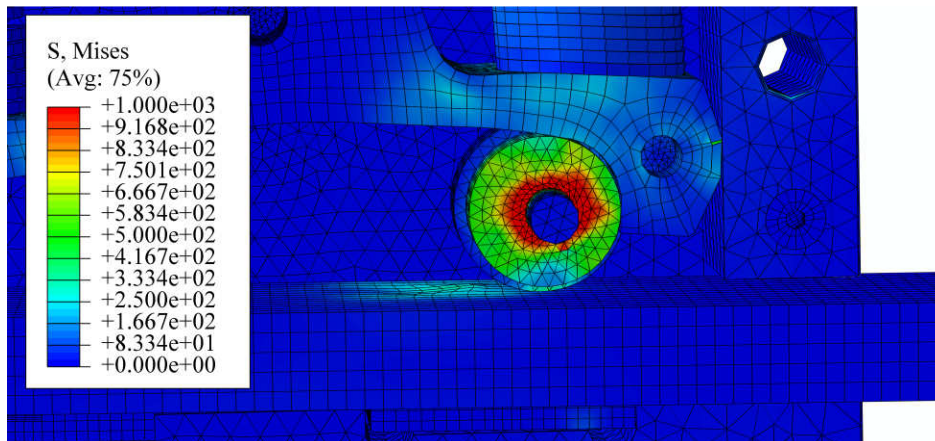
Obliczenia MES prowadzono jako obliczenia statyczne (procedura *Static, General*) z uwzględnieniem zagadnienia geometrycznie i fizycznie nieliniowego. Obciążenie układu stanowiło wymuszenie w postaci przemieszczenia przyłożonego do rolki hamującej o wartości 23,5mm, działającego w kierunku przeciwnym do zwrotu osi Z. Łączna liczba elementów skończonych w opracowanym modelu numerycznym wyniosła ponad 131000.

#### 4. Wyniki analizy numerycznej

Wyniki analizy MES przedstawiono na podstawie symulacji przemieszczania się rolki chwytacza, realizującej awaryjne hamowanie układu. W artykule uwagę skupiono głównie na wyznaczeniu poziomu naprężeń zredukowanych H-M-H (Hubera-Misesa-Hencky'ego) w newralgicznych miejscach całego układu, w których występują najwyższe poziomy naprężenia i przemieszczenia węzłów wyhamowywanej prowadnicy. Maksymalny poziom naprężeń zredukowanych zlokalizowano w elementach rolki, w których wartości naprężenia zredukowanego były zbliżone do wartości granicy wytrzymałości  $R_m$  materiału. Poziom naprężeń w rolce ma charakter niemalże symetrycznego rozkładu względem jej osi, natomiast

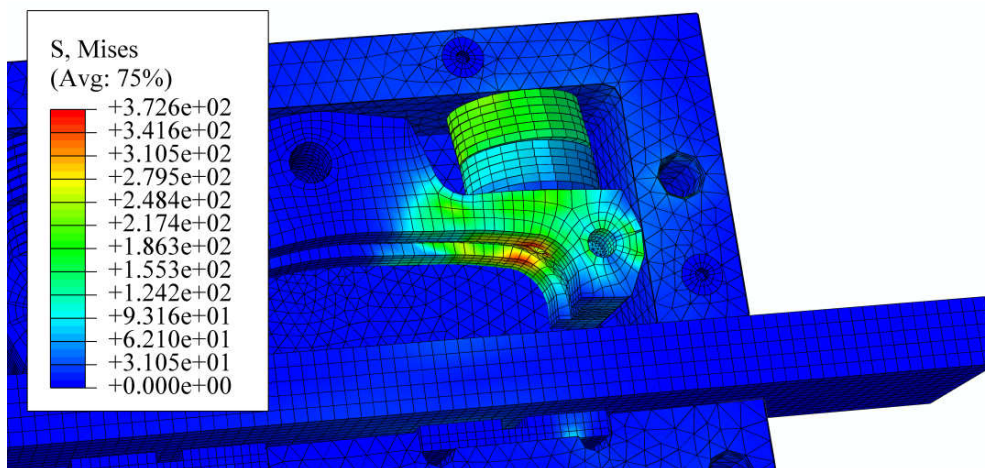


maksymalne naprężenie występuje w środkowych rejonach podzespołu, co pokazano na rysunku 5.



Rys. 5. Rozkład naprężeń zastępczych w rolce [MPa]

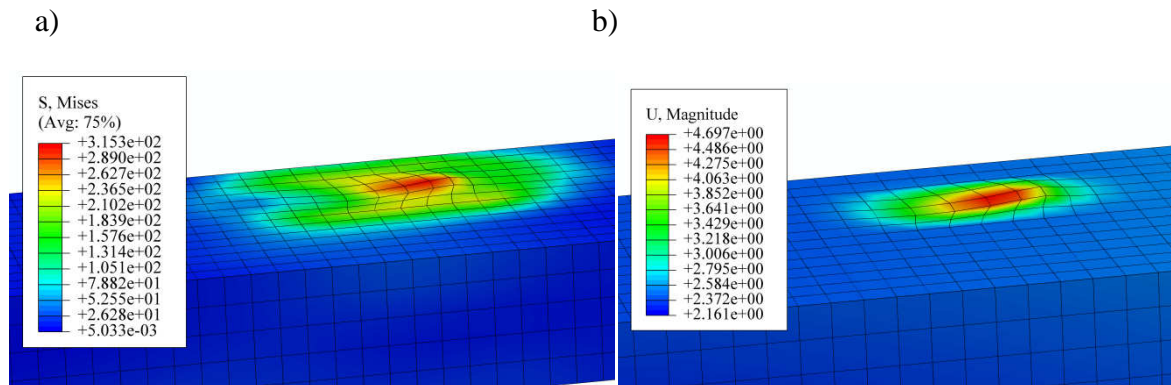
Osiągnięcie poziomu granicy wytrzymałości w elementach rolki  $R_m=1000$  MPa wynika z przyjętych zbyt rygorystycznych warunków pracy modelu numerycznego chwytacza. W układzie rzeczywistym przemieszczenie rolki w analizowanym zakresie byłoby trudne do osiągnięcia, co jednocześnie powodowałoby wyczerpanie rzeczywistych elementów rolki poniżej granicy wytrzymałości materiału. Jest to jednakże jeden z krytycznych elementów układu chwytacza, który na skutek hamowania awaryjnego doznaje trwałych odkształceń. Poziom naprężeń zredukowanych w pozostałych elementach chwytacza progresywnego (z wykluczeniem elementów rolki) przedstawia rysunek 6.



Rys. 6. Rozkład naprężeń zastępczych w pozostałych elementach czynnych [MPa]

Naprężenia jakie występują w elementach układu poza rolką, nie wykazują poziomu przekraczającego wartości granicy wytrzymałości materiału. Poza krzywką i prowadnicą, żaden z podzespołów nie osiąga granicy plastyczności. Krzywka doznała niewielkiego przekroczenia granicy plastyczności (360MPa) stali C45. W rzeczywistości siła wygenerowana od dźwigu osobowego, nie doprowadziłaby do przemieszczenia rolki do

końca drogi, jaką wyznacza krzywka. Poziom naprężeń krzywki byłby zatem zdecydowanie niższy od prezentowanego w wynikach analizy numerycznej. Najistotniejszym podzespołem badań, była prowadnica chwytacza. Po wykonanej analizie numerycznej, jak i doświadczalnej, przedstawiono poziom uplastycznienia fragmentu materiału prowadnicy, pod wpływem docisku pochodzącego od rolki. Badania MES wykazały, iż została przekroczona granica plastyczności materiału prowadnicy i wystąpiły znaczne przemieszczenia jej węzłów. Maksymalna wartość naprężeń zastępczych w newralgicznym miejscu prowadnicy wyniosła 315,3 MPa, co oznacza przekroczenie granicy plastyczności materiału prowadnicy o 80 MPa. Na rysunku 7 przedstawiono maksymalne naprężenia elementów i przemieszczenia węzłów prowadnicy.



*Rys. 7. Wyniki badań numerycznych prowadnicy:  
a) rozkład naprężeń zastępczych [MPa], b) rozkład przemieszczeń [mm]*

Przemieszczenie maksymalne węzłów modelu prowadnicy w miejscu docisku przesuwanej się rolki wyniosło niemal 4,7 mm. Materiał został trwale uplastyczniony na przybliżonej długości wynoszącej ok. 18 mm, określonej na podstawie obszaru przemieszczeń węzłowych obejmujących 6 elementów skończonych, których długość krawędzi pojedynczego elementu wynosiła (w prowadnicy) 3 mm.

## 5. Badania eksperymentalne

Badania eksperymentalne przeprowadzono na specjalnie opracowanym stanowisku, umożliwiającym prowadzenie prób metodą spadku swobodnego ze zmiennym obciążeniem chwytaczy – rys.8.

W konstrukcji stanowiska badawczego umieszczone zostały prowadnice, po których poruszała się rama obciążająca chwytacze, sprzężona z układem nadzorującym prędkość spadku swobodnego. Podstawowym zadaniem tego układu było zainicjowanie procesu hamowania po przekroczeniu prędkości nominalnej o wartość 0,3 m/s. W celu zabezpieczenia badanego zespołu przed niekontrolowanym uderzeniem w podłoże stanowiska badawczego, wysokość na jaką należało unieść układ została określona na podstawie zależności pomiędzy energią potencjalną i kinetyczną, określając wysokość spadku swobodnego. Zainicjowanie swobodnego spadku badanego układu realizowano poprzez zwolnienie blokady umieszczonej w ramie stanowiska. Po przekroczeniu prędkości 1,25 m/s układ nadzorujący prędkość inicjował wyzwolenie chwytaczy, rozpoczynając proces hamowania awaryjnego. Po zatrzymaniu badanego układu wykonywano pomiary długości drogi hamowania, która była głównym parametrem założeń konstrukcyjnych, związanych z prawidłową oceną pracy



chwytaczy. Dodatkowo oceniano stan techniczny elementów konstrukcyjnych chwytaczy, jak m.in. stan rolki po hamowaniu oraz stan uplastycznienia powierzchni prowadnicy, która została zdeformowana przez rolkę w wyniku hamowania. Przeprowadzone badania stanowiskowe potwierdziły wymaganą wytrzymałość oraz prawidłowe działanie opracowanej konstrukcji chwytacza progresywnego, stanowiącego główny element bezpieczeństwa dźwigu podczas hamowania awaryjnego.

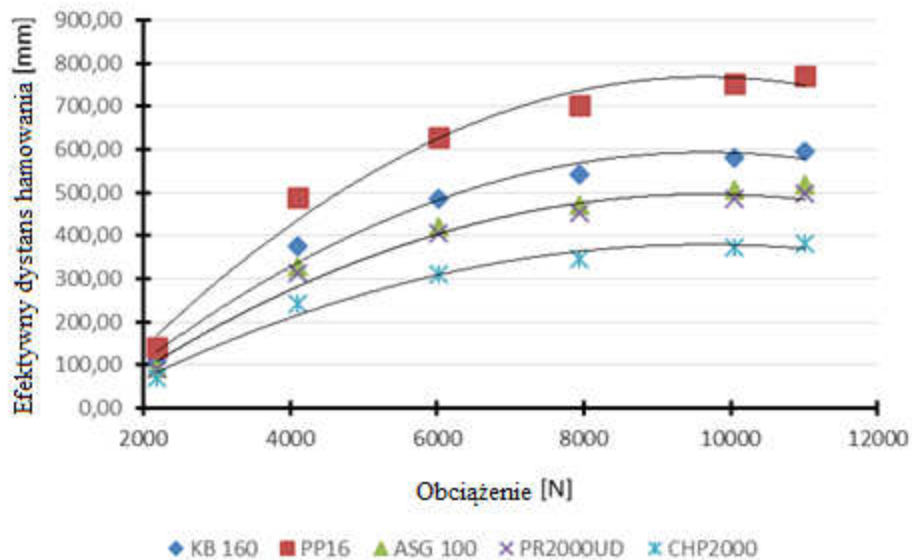


*Rys. 8. Stanowisko badawcze:*

- a) widok ogólny stanowiska do badań eksperymentalnych,*
- b) chwytacz z układem obciążającym w pozycji neutralnej,*
- c) chwytacz z układem obciążającym pod zadanym obciążeniem*

Wyznaczoną eksperymentalnie charakterystykę pracy chwytacza progresywnego CHP 2000, określającą zależność długości drogi hamowania w funkcji obciążenia zestawiono z analogicznymi charakterystykami istniejących rozwiązań – rys.9. Prezentowany w pracy chwytacz typu CHP 2000 osiąga najniższe wartości długości drogi hamowania w poszczególnych przypadkach obciążeń, w stosunku do dotychczas powszechnie stosowanych

urządzeń tego typu. Otrzymana charakterystyka pracy przekłada się znacząco na miejscowe uplastycznienie powierzchni prowadnicy, skracając długość obszaru uplastycznienia. Istotne zmniejszenie drogi hamowania awaryjnego w przypadku zastosowanego rozwiązania konstrukcyjnego poprawia bezpieczeństwo użytkowania dźwigów, co stanowi główne założenie konstrukcyjne tego urządzenia.



Rys. 9. Charakterystyki pracy wybranych typów chwytaczy

Rzeczywisty poziom uplastycznienia prowadnicy otrzymany w badaniach eksperymentalnych, wykonywanych na fizycznym modelu konstrukcji chwytacza progresywnego jest niemalże odwzorowaniem symulacji numerycznej. Wynik doświadczalnego badania przedstawiono na rysunku 10.



Rys. 10. Obszar uplastycznienia prowadnicy zaobserwowany w doświadczeniu

Otrzymana wysoka zgodność wyników obliczeń numerycznych z przeprowadzonymi pomiarami stanowiskowymi długości obszaru uplastycznienia prowadnicy – różnica nie

przekracza 10%, stwarza podstawę do potwierdzenia adekwatności opracowanego modelu numerycznego, zarówno w ujęciu jakościowym, jak i ilościowym. Opracowanie zweryfikowanych doświadczalnie modeli numerycznych umożliwia natomiast przeprowadzenie wnikliwej analizy stanu wyężenia i odkształcenia poszczególnych elementów konstrukcyjnych badanego urządzenia, dostarczając szeregu istotnych informacji o znaczeniu konstrukcyjnym i eksploatacyjnym. Przeprowadzona symulacja numeryczna pozwala w tym przypadku dokonać oceny stopnia wyężenia elementów chwytacza progresywnego, natomiast próby stanowiskowe potwierdzają właściwą funkcjonalność i bezawaryjność konstrukcji w warunkach hamowania awaryjnego, jak również wykazują lepszą skuteczność zaproponowanego rozwiązania konstrukcyjnego w porównaniu z innymi urządzeniami tego typu (rys.9).

## 6. Wnioski

W pracy zaprezentowano oryginalną koncepcję chwytacza progresywnego, stanowiącego podstawowy mechanizm układu hamowania dźwigów osobowych i towarowych ogólnego przeznaczenia. Opracowana koncepcja cechuje się odmiennością rozwiązania konstrukcyjnego w porównaniu z istniejącymi urządzeniami tego typu. Wyniki przeprowadzonych badań potwierdziły dostateczną wytrzymałość oraz niezawodność opracowanego układu hamowania awaryjnego.

Przeprowadzona została numeryczna analiza wytrzymałości elementów konstrukcyjnych chwytacza z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Przeprowadzone obliczenia numeryczne umożliwiły ocenę stopnia wyężenia i odkształcenia mechanizmu chwytacza na obciążenia symulujące przypadek hamowania awaryjnego. Wyniki obliczeń potwierdziły poprawność zaprojektowanego układu, wykazując jednocześnie newralgiczne elementy badanej konstrukcji. Elementem krytycznym okazała się rolka hamująca, w której otrzymano poziom naprężenia zredukowanego zbliżony do granicy wytrzymałości materiału. Oznacza to, że w przypadku hamowania awaryjnego element ten jest najbardziej narażonym elementem konstrukcji, limitującym jej wytrzymałość. Poziom wyężenia pozostałych elementów konstrukcji chwytacza nie stwarza zagrożenia w eksploatacji mechanizmu.

Przeprowadzona analiza numeryczna wykazała ilościową i jakościową zgodność wyników z rezultatami badań doświadczalnych, prowadzonych na fizycznym modelu konstrukcji. Weryfikacji poddano obszar uplastycznienia prowadnicy chwytacza po wykonaniu symulacji hamowania awaryjnego. Uplastycznienie symulowane badaniem MES, powstałe w wyhamowywanym podzespole, oddaje naturę deformacji zachodzącej na drodze rzeczywistego eksperymentu. Potwierdzają to wyniki przeprowadzonych badań doświadczalnych, w których w elemencie prowadnicy otrzymano obszar uplastycznienia materiału spowodowany kontaktem powierzchni prowadnicy z powierzchnią rolki w dużym stopniu zbliżony do deformacji modelu numerycznego. Otrzymana wysoka zgodność symulacji numerycznych z wynikami eksperymentu wskazuje na duże możliwości symulacji podobnych zagadnień, wspomagających w istotnym zakresie procesy badawczo konstrukcyjne.

Przeprowadzone badania eksperymentalno-numeryczne obejmują istotne zagadnienia dotyczące eksploatacji dźwigów osobowych i towarowych. W urządzeniach tego typu obowiązują rygorystyczne warunki określone przepisami budowlanymi, dotyczące wymogów bezpieczeństwa, jakie musi spełniać urządzenie, aby mogło zostać dopuszczone do eksploatacji. Wymogi te dotyczą przede wszystkim zapewnienia bezpieczeństwa w sytuacjach krytycznych, do jakich zalicza się przypadek hamowania awaryjnego dźwigu. Jak wcześniej

wspomniano, newralgicznym elementem układu hamowania jest chwytacz, którego elementy realizują bezpośrednio proces hamowania. O skuteczności tego procesu decyduje przede wszystkim długość drogi hamowania, która ze względów bezpieczeństwa powinna być jak najkrótsza, uwzględniając przy tym różną wartość obciążenia układu. Prowadzone badania w tym zakresie koncentrują się zatem na poprawie charakterystyk pracy tych urządzeń, polegających na skróceniu drogi hamowania dźwigu. Wyniki prezentowanych w artykule badań potwierdzają skuteczność zaproponowanego rozwiązania chwytacza progresywnego typu CHP 2000, który jednocześnie spełnia wymagania normy PN-EN 81-1+A3:2010 [15].

**Acknowledgement:** Special thanks and appreciation to NOVA TRADING company from Toruń and Rywal company from Lublin for the financial support owing to which it was possible to perform the research study and tests presented in the compilation.

## Literatura

1. Abaqus HTML Documentation.
2. Banaszek J. Przykłady obliczeń z podstaw konstrukcji maszyn cz. II. Wydawnictwo Uczelniane, 1996; 196-197.
3. Bolin Y. A Surface Composite Coating Elevator Safety Gear Wedge. *Advanced Materials Research* 2014; 838-841 and 148-151.
4. Feng L. High Speed Elevator Car Frame's Finite Elements Analysis. *Advanced Materials Research* 2012; 298-303.
5. Ferdynus M. An energy absorber in the form of a thin-walled column with square cross-section and dimples, *Eksploatacja I Niezawodność - Maintenance and Reliability* 2013; 15(3): 253-258.
6. Filas J., Mudro M. The dynamic equation of motion of driving mechanism of a freight elevator. *Procedia Engineering* 2012; 48: 149-152.
7. Gutkowski W., Latański J. Structural optimization with member dimensional imperfections. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 2005; 30: 1-10.
8. Kayaoglu E. Study on Stress and Deformation of an Elevator Safety-Gear Brake Block Using Experimental and FEA Methods. *Advanced Materials Research* 2011; 308-310 and 1513-1518.
9. Lonkwick P. Analysis of the system dynamics intended to tighten the speed limiter line in the passenger lifts - XI<sup>th</sup> Scientific & Technical Conference LOGITRANS. Poland, 2014.
10. Lonkwick P. Testing methodology of main progressive gears - XI<sup>th</sup> Scientific & Technical Conference LOGITRANS. Poland, 2014.
11. Lonkwick P. Using disk spring solver application for prototyping disk spring in passenger lift catchers. *Applied Computer Science* 2014; 10: 67-74.
12. Lonkwick P., Gardyński L. Testing polymer rollers memory in the context of passenger lift car comfort. *Journal of Vibroengineering* 2014; 1: 225-230.
13. Lonkwick P., Szydło K. Selected Parameters of the Work of Speed Limiter Line Straining System in a Frictional Lift. *Advances in Science and Technology* 2014; 8(21): 73-77.
14. Onur Y. A., Imrak C. E. Reliability analysis of elevator car frame using analytical and finite element methods. *Building Services Engineering Research & Technology* 2011; 33(3): 293-305.
15. Polish Standard PN-EN 81-1+A3:2010, Safety Regulations Concerning the Structure and Installation of Lifts, Part I. Electric Lifts.

16. Taplak H. The Use of Neural Network Predictors for Analyzing the Elevator Vibrations. *Mechanical Engineering* 2014; 39: 1157-1170.
17. Triboullier F., Levrard J. Elevator safety gear: European Patent EP 1460020 [P], 2008; 10-15.
18. Zhang Z., Tan M., Tian H., Duan K. Research on a New Type of Elevator Safety Catch. *Applied Mechanics and Materials* 2012; 178-181 and 2837-2840.
19. Zhu W. D., Ren H. A linear model of stationary elevator traveling and compensation cables. *Journal of Sound and Vibration* 2013; 332: 3086-3097.
20. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. *Finite Element Method (5th Edition) Volume 2 – Solid Mechanics*. Elsevier, 2000.