

Krzysztof Kołodziejczyk, Kazimierz Król, Marcin Wikło, Krzysztof Olejarczyk

Wybrane obliczenia ryglowego hamulca w manipulatorach wykorzystywanych w technologii systemów automatyzacji sortowania i pakowania

JEL: R41 DOI: 10.24136/atest.2019.240

Data zgłoszenia: 28.01.2020 Data akceptacji: 10.02.2020

W artykule omówiony został hamulec ryglowy do zastosowań w robotyce i wybrane zagadnienia związane z metodyką obliczeń jego elementów.

Słowa kluczowe: hamulec ryglowy, robotyzacja, automatyzacja procesów technologicznych.

Wstęp

Automatyzacja i robotyzacja pracy oraz procesów produkcyjnych stają się coraz bardziej powszechne. Stopień robotyzacji jest bardzo zróżnicowany w poszczególnych krajach. Sprzedaż robotów ciągle się zwiększa a rynek robotów w 2018 roku wzrósł o 31%. Wg danych przedstawionych w [1] na 10 tys. pracowników przypadają w Polsce 32 roboty, podczas gdy np. w Czechach 128 robotów. W Polsce najbardziej zrobotyzowane są branże motoryzacyjna, spożywcza i farmaceutyczna.

Producenci dostarczają na rynek coraz to nowsze i bardziej zaawansowane modele robotów stosując w nich różnego rodzaju układy hamulcowe, które stanowią ich nieodłączną część [2, 3].

Układ hamulcowy stosuje się w celu zatrzymania robota w sytuacjach awaryjnych, zmniejszenia zużycia energii elektrycznej podczas postoju oraz do zmiany konfiguracji robota.

Hamowanie odbywa się przez zablokowanie ruchów członów robota względem siebie.

Układ hamulcowy robota powinien spełniać następujące wymagania:

- możliwość odblokowania pod obciążeniem,
- duża nośność w celu przenoszenia siły lub momentu,
- możliwość włączenia robota w dowolnej pozycji,
- krótki czas reakcji (włączenia),
- niski koszt,
- małe zużycie energii,
- małe gabaryty i masa [3].

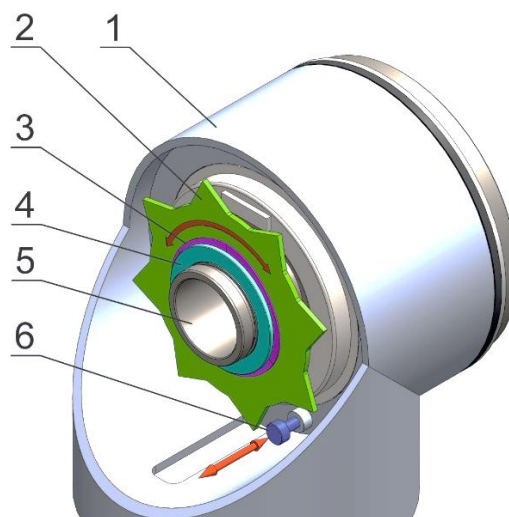
Kategoryzację układów hamulcowych w robotach ze względu na zasadę działania zawarto w pracy [3]. Wprowadzona kategoryzacja na grupy wyróżnia hamulce mechaniczne, gdzie ruch jest blokowany przez fizyczny kontakt elementów hamulca, hamulce działające na zasadzie tarcia pomiędzy elementami hamulca oraz układy hamulcowe wykorzystujące zjawisko osoblności w mechanizmach.

Dobór optymalnego układu hamulcowego do robota jest uzależniony od wielu czynników. Do blokowania ruchów względnych członów robotów producenci wykorzystują – w zależności od wielkości robota jak i położenia osi – zarówno zjawisko samohamowności w przekładniach, silniki elektryczne w wbudowanym hamulcem, jak i rozwiązania własne.

W niniejszej pracy Autorzy opisują metodykę obliczeń wytrzymałościowych oraz analizują wpływ kształtu elementów hamulca ryglowego na generowane obciążenia. Hamulec znalazł zastosowanie w manipulatorach sześcioposiowych wykorzystywanych w technologii systemów automatyzacji sortowania i pakowania w maszynach firmy Sorter.

1. Opis i zasada działania hamulca

Hamulec ryglowy (rys.1) ma konstrukcję zbliżoną do układów zapadkowych lub hakowych. Składa się on z tarczy 2 osadzonej na wale napędowym silnika oraz elementu blokującego 6. Istotna różnica polega na tym, że z powodów ograniczonej możliwości zabudowy zapadkę lub hak zastąpiono rygłem, który osadzono w korpusie stawu robota. Rygiel ma możliwość ruchu w kierunku równoległym do osi stawu. Drugą różnicą to możliwość blokowania stawu robota niezależnie od kierunku obrotów wału silnika.



Rys. 1. Układ hamulcowy w stawie robota: 1 – korpus, 2 – tarcza hamulca, 3 – sprężyna falista, 4 – tarcza dociskowa, 5 – wał silnika, 6 - rygiel

Położenie rygla jest sterowane siłą wytwarzaną przez elektromagnes. W stanie bezprądowym rygiel jest wysunięty z gniazda i wchodzi w kontakt z tarczą blokując ruch obrotowy wału. W trakcie pracy rygiel jest w gnieździe i możliwy jest ruch obrotowy wału. W sytuacjach takich jak przeciążenie, zanik napięcia czy awaryjne zatrzymanie ustaje dopływ zasilania do elektromagnesu i dochodzi do ruchu powrotnego rygla oraz gwałtownego zatrzymania tarczy. W takich przypadkach występuje siła uderzenia, której wartość jest uzależniona od prędkości z jaką poruszał się zatrzymywany wał stawu robota wraz z jego osprzętem. Na wartość tej siły ma wpływ również kształt tarczy hamulca i sposób jej zamocowania na wale silnika. Tarcza o dużej sztywności, jak również sztywne połączenie wał – tarcza, np. poprzez połączenie wpustowe generuje bardzo duże, krótkotrwałe siły dynamiczne w momencie załączania awaryjnego hamulca, co ma wpływ na trwałość układu, jak również pozostałych elementów robota, szczególnie gniazda w którym umiejscowiony jest rygiel. W przypadku występowania zbyt dużych sił możliwe jest zastosowanie podatnego połączenia wał – tarcza, za pomocą sprzęgła ciernego, które po właściwym doborze parametrów pracy pozwoli uniknąć przeciążenia układu w momencie załączania hamulca.

W dalszej części pracy zaprezentowana została metodyka obliczeń wytrzymałościowych i dynamicznych dla omawianego rodzaju hamulca, zaczynając od sztywności rygla i tarcz dla dwóch różnych wariantów wykonania, poprzez wyznaczenie siły w układzie tarcza – rygiel w momencie załączania przy pracy z największą prędkością i największym obciążeniem stawu, a także odkształceń i naprężeń wywołanych przez tę siłę w elementach układu hamulcowego.

Prezentowana metodyka pozwala metodami analityczno – numerycznymi dokonać oceny wpływu kształtu tarczy i parametrów pracy robota na obciążenie konstrukcji robota w trakcie hamowania w najmniej korzystnej sytuacji, jaką jest awaryjne zatrzymanie.

2. Obliczenia elementów hamulca

2.1. Wyznaczenie sztywności rygla

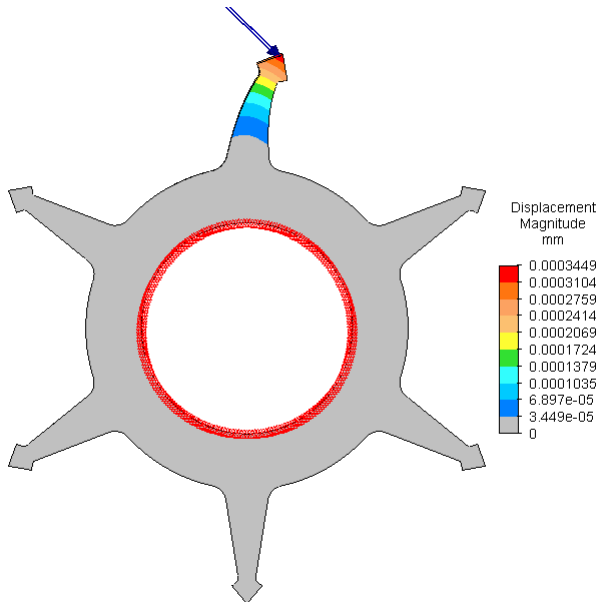
Sztywności rygla wyznaczony z zależności (1), przyjmując jako schemat obliczeniowy utwierdzony jednostronnie pręt o długości l_r i średnicy d_r [4], wykonany z materiału o module sprężystości E_r .

$$c_r = \frac{3E_r J_r}{l_r^3} = \frac{3\pi E_r d_r^4}{64 l_r^3} \quad (1)$$

Uwzględniając wymiary oraz materiał rygla (stal) wyliczona sztywność giętna rygla wynosi $c_r = 60318$ [N/mm].

2.2. Wyznaczenie lokalnej sztywności tarczy hamulca

Z wykorzystaniem programu do obliczeń metodą elementów skończonych wyznaczono sztywność lokalną tarczy hamulca c_t dla dwóch wariantów wykonania, zaprezentowanych na rysunkach 2 i 3. Na krawędzi otworu odebrano wszystkie stopnie swobody. W miejscu kontaktu z rygłem została przyłożona siła 1 [N]. Dla określenia sztywności wyznaczono mapę przemieszczeń (rozkład warstwic przemieszczeń wypadkowych).



Rys. 2. Wyznaczenie sztywności lokalnej tarczy w wariantie 1 na podstawie rozkładu warstwic przemieszczeń wypadkowych

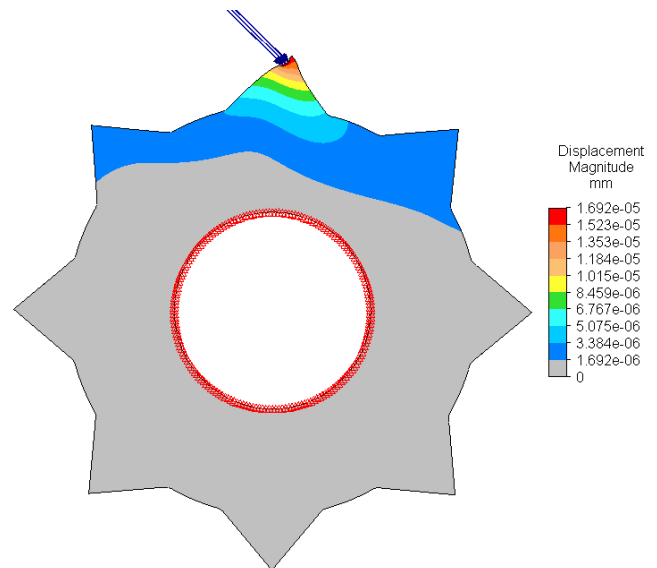
Obciążenie 1[N] powoduje ugięcie ramienia tarczy w wariantie 1 (rys. 2) o 0,000345[mm].

Sztywność lokalna ramienia tarczy wynosi $c_t = 2899$ [N/mm].

Obciążenie 1[N] powoduje ugięcie ramienia tarczy w wariantie 2 (rys. 4) o 0,000016[mm].

Sztywność lokalna ramienia tarczy wynosi $c_t = 62500$ [N/mm].

Sztywność lokalna tarczy w wariantie 2 jest ponad 21 krotnie większa niż w wariantie 1.



Rys.3. Wyznaczenie sztywności lokalnej tarczy w wariantie 2 na podstawie rozkładu warstwic przemieszczeń wypadkowych

2.3. Wyznaczenie siły pomiędzy elementami hamulca w momencie załączania

Wyznaczenie maksymalnej siły P_{max} jest możliwe na bazie porównania energii kinetycznej części ruchomych układu mechanicznego (2) i energii potencjalnej odkształcenia rygla i gwiazdy (3).

$$E_k = \frac{1}{2} J_{zred} \omega^2 \quad (2)$$

$$E_p = \frac{1}{2} c_r f_r^2 + \frac{1}{2} c_g f_g^2 \quad (3)$$

gdzie: J_{zred} jest zredukowanym momentem bezwładności elementów ruchomych, ω prędkością kątową wału.

Po uwzględnieniu zależności na sztywność giętną rygla (1) oraz zależności na ugięcie (odkształcenie) rygla (4) i tarczy (5)

$$f_r = \frac{P_{max}}{c_r} = \frac{P_{max} l_r^3}{3E_r J_r} \quad (4)$$

$$f_t = \frac{P_{max}}{c_t} \quad (5)$$

i wykonaniu niezbędnych przekształceń, otrzymuje się wyrażenie na siłę pomiędzy rygłem i tarczą w chwili załączania hamulca (6):

$$P_{max} = \omega \sqrt{J_{zred} \frac{c_r c_t}{c_r + c_t}} \quad (6)$$

Uwzględniając wartość prędkości kątowej $\omega = 209.4$ [1/rad], momentu bezwładności $J_{zred} = 1.15 \cdot 10^{-4}$ [kg·m²] i sztywności elementów hamulca wartości siły wynosi $P_{max} = 3734$ [N] (wariant 1) i $P_{max} = 12440$ [N] (wariant 2).

Siła maksymalna w momencie załączania hamulca P_{max} jest 3.33 raza większa w układzie z tarczą w wariantie 2 niż w wariantie 1.

2.4. Wyznaczenie sztywności zastępczej tarcza – rygiel

Wyznaczenie sztywności zastępczej c_{zast} układu tarcza – rygiel jest możliwe z zastosowaniem zależności (7):

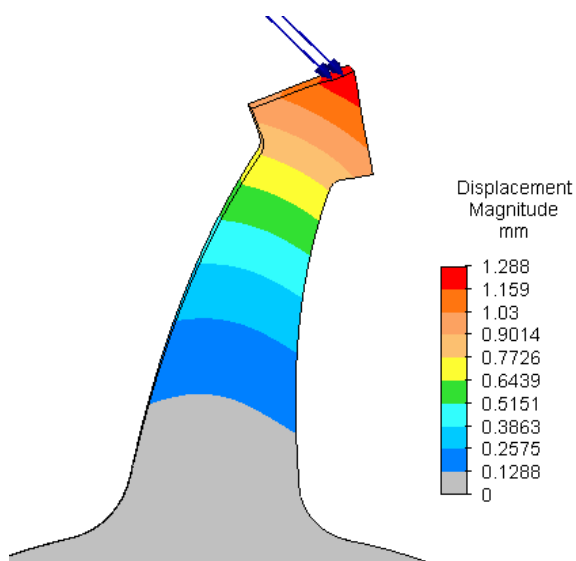
$$c_{zast} = \frac{c_r c_t}{c_r + c_t} \quad (7)$$

Sztywność zastępcza układu dla tarczy w wariancie 1 wynosi $C_{zast} = 2766$ [N/mm], zaś dla tarczy w wariancie 2 wynosi $C_{zast} = 30694$ [N/mm].

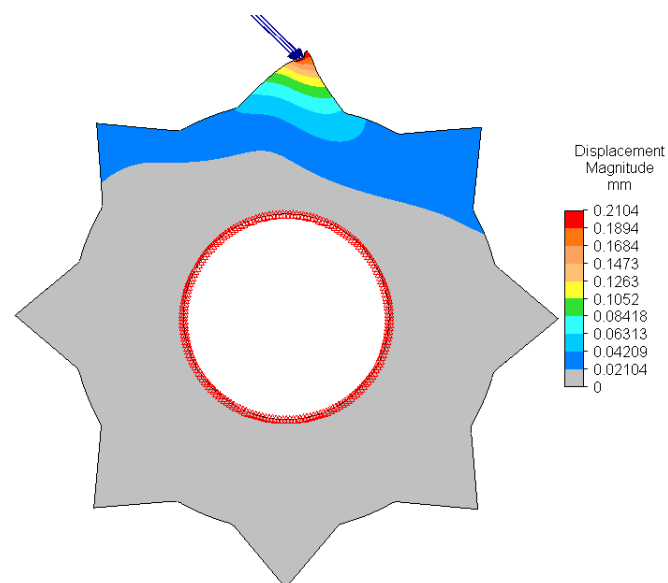
Sztywność zastępcza układu rygiel – tarcza w wariancie 2 jest 11.2 razy większa niż w układzie rygiel – tarcza w wariancie 1.

2.5. Określenie odkształcenia i naprężeń w tarczy hamulca

Po wyznaczeniu wartości maksymalnej siły pomiędzy ryglem a tarczą możliwe jest określenie odkształcenia tarczy hamulca oraz naprężeń w niej występujących. Odkształcenie tarczy pod wpływem siły kontaktowej w momencie załączenia przedstawiono na rysunkach 4 i 5, zaś rozkład naprężeń zredukowanych zgodnie z hipotezą Hubera – Misesa – Henckiego na rysunkach 6 i 7 odpowiednio dla wariantu 1 i 2 tarczy hamulca. Tak jak w przypadku wyznaczenia sztywności tarcz obliczenia wykonano metodą elementów skończonych.



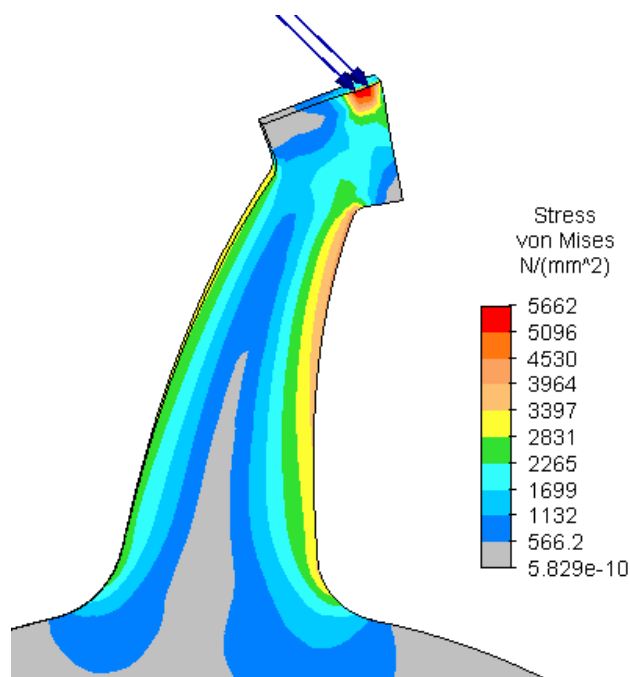
Rys. 4. Warstwy przemieszczeń wypadkowych w modelu tarczy hamulca (wariant 1) spowodowane obciążeniem 3734 [N]



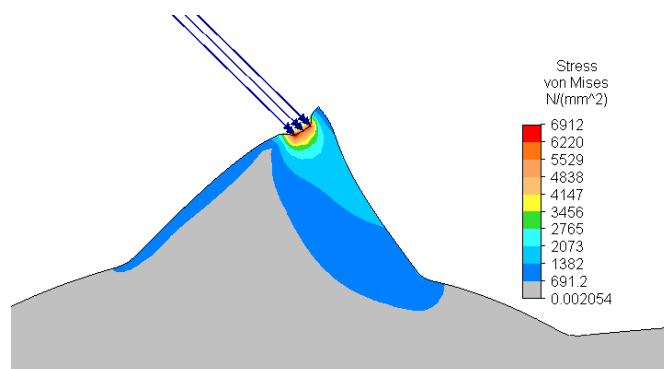
Rys. 5. Warstwy przemieszczeń wypadkowych w modelu tarczy hamulca (wariant 2) spowodowane obciążeniem 12440 [N]

W wariancie 1 obciążenie siłą 3734 [N] powoduje ugięcie ramienia tarczy o 1.288 [mm], zaś w wariancie 2 obciążenie siłą 12440 [N] powoduje ugięcie tarczy o 0.21 [mm].

Maksymalne naprężenia zredukowane występują w miejscu kontaktu tarczy z ryglem. Są one wynikiem krótkotrwałego działania dynamicznego i występują podczas awaryjnego zatrzymania robota pracującego przy maksymalnej prędkości i obciążeniu.



Rys. 6. Warstwy naprężeń zredukowanych w modelu tarczy hamulca wg wariantu 1 spowodowane obciążeniem 3734 [N]



Rys. 7. Warstwy naprężeń zredukowanych w modelu tarczy hamulca wg wariantu 2 spowodowane obciążeniem 12440 [N]

2.6. Wyznaczenie udarowego wyężenia rygla

Określenie wartości siły w momencie załączenia hamulca umożliwia w dalszej kolejności wyznaczenie wyężenia udarowego rygla (8):

$$\sigma_{gmax} = \frac{M_g}{W_{zg}} = \frac{P_{max} \cdot r}{J_r} \cdot \frac{d_r}{2} \quad (8)$$

Dla wartości maksymalnej siły występującej w wariantach 1 i 2 wykonania tarczy hamulca naprężenia te wynoszą odpowiednio $\sigma_{gmax} = 2970$ [MPa] oraz $\sigma_{gmax} = 9894$ [MPa].

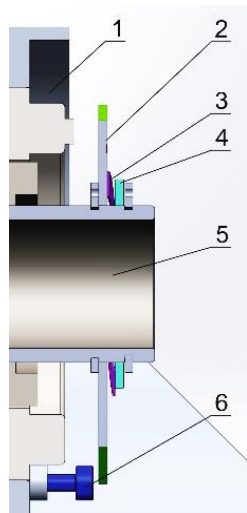
W tabeli 1 zestawiono wybrane wyniki obliczeń układu elementów układu hamulcowego dla obu wariantów wykonania tarczy.

Tab. 1. Wybrane wyniki obliczeń elementów układu hamulcowego w wariantach 1 i 2 wykonania tarczy

Wariant wykonania tarczy	Sztywność zastępcza układu tarcza – rygiel [N/mm]	Maksymalne naprężenia w tarczy [MPa]	Maksymalne naprężenia w ryglu [MPa]
Wariant 1	2766	5662	2970
Wariant 2	30694	6912	9894

3. Połączenie podatne tarcza – wał silnika

Wysokie wartości sił i naprężeń pomiędzy elementami układu hamulcowego w przypadku zastosowania sztywnego połączenia tarczy z wałem silnika są przyczyną poszukiwania sposobu ich obniżenia (rys. 8), w celu zwiększenia trwałości elementów hamulca oraz pozostałych elementów robota.



Rys. 8. Połączenie podatne wał – tarcza: 1 – korpus, 2 – tarcza hamulcza, 3 – sprężyna falista, 4 – tarcza dociskowa, 5 – wał silnika, 6 - rygiel

Jednym z rozwiązań (rys. 8) może być zastosowanie połączenia tarcza – wał za pomocą sprzęgła ciernego [5], które – poprzez odpowiedni dobór siły docisku – zabezpieczy układ hamulcowy przed przeciążeniem. Korzystnym rozwiązaniem jest zastosowanie sprzęgła suchego, w którym tarcza hamulcza jest jednocześnie tarczą sprzęgła. Docisk jest realizowany za pomocą sprężyn falistych 3, które pełnią jednocześnie rolę okładzin ciernych. Poprzez właściwy dobór sztywności sprężyn lub ich pakietów oraz struktury i twardości powierzchni tarcz dociskowych 2 i 4 możliwe jest otrzymanie prostego, trwałego i skutecznego układu hamulcowego. Regulacja siły docisku odbywa się poprzez zmianę grubości tarczy dociskowej 4. Należy się jednak liczyć, że czas zatrzymania, a tym samym ruchy względne członów robota będą dłuższe niż w przypadku sztywnego połączenia wał – tarcza.

Dodatkową korzyścią jest możliwość ręcznego wymuszenia ruchu względnego członów robota w stanie zablokowanym, w tym bezprądowym.

Metodykę obliczeń sprzęgła ciernego można znaleźć w pracy [5].

Podsumowanie

Zatrzymanie awaryjne osi robota jest funkcją jaką, ze względu bezpieczeństwa, musi spełniać każda konstrukcja przegubu robota. W razie wystąpienia takiego zdarzenia elementy hamulca ryglowego przejmują całą energię uderzenia, która za względu na duże prędkości obrotowe silników ma bardzo duże wartości. Tu spotykają się dwa sprzeczne wymagania: natychmiastowe zatrzymanie oraz trwałość elementów składowych konstrukcji hamulca. Przedstawiona w artykule konstrukcja została tak dobrana i obliczona, aby przy spełnieniu warunku zatrzymania robota chronić hamulec i pozostałe elementy robota. Osiągnięto to dodając dwa elementy podatne w konstrukcji. Pierwszy to sprężyna dociskająca tarczę hamulca. Drugi to podatna tarcza przedstawiona w wariantcie pierwszym. Siłę wywieraną przez sprężynę dociskającą można regulować w procesie montażu dodając podkładki o różnej grubości. Natomiast kształt tarczy został dodatkowo policzony (dobrany) w taki sposób, aby jej sztywność pozwoliła na maksymalnie duże sprężyste pochłonięcie

energii uderzenia przy zachowaniu jej trwałości. Takie działanie pozwoliło również na zwiększenie trwałości tarczy i rygla, dla których naprężenia kontaktowe zostały zmniejszone odpowiednio z wartości 6912 MPa do 5662 MPa i z wartości 9884 MPa do 2970 MPa.

Zastosowanie tarczy o większej sztywności – pozornie sprawia wrażenie lepszego rozwiązania – powoduje znaczący wzrost siły w momencie uderzenia i może doprowadzić do deformacji rygla lub gniazda, w którym jest osadzony.

Prezentowana metodyka obliczeniowa może być zastosowana do obliczeń elementów podobnych rozwiązań hamulców mechanicznych i układów blokujących zapadkowych lub hakowych oraz oceny wpływu geometrii i parametrów kinematycznych i dynamicznych na obciążenie ich elementów.

Bibliografia:

1. <https://www.magazynprzemyslowy.pl/zarzadzanie-i-rynek/Robotyzacja-w-polskim-przemysle,12518,1>
2. Siciliano B., Khatib O., Springer Handbook of Robotics, Springer, Berlin 2008.
3. Plooij M., Mathijssen G., Cherelle P., Lefeber D., Vanderborght B., Review of locking devices used in robotics, IEEE Robotics and Automation Magazine, Vol. 22, No. 1, March 2015
4. Niezgodziński M.E., Niezgodziński T., Wzory wykresy i tablice wytrzymałościowe, WNT, Warszawa 2013
5. Osiński Z., Sprzęgła i hamulce, PWN, Warszawa 1996

Selected calculations of mechanical bolt brake in manipulators used in the technology of automation systems sorting and packaging

The article discussed the mechanical bolt brake for use in robotics and selected issues related to the methodology of calculating its elements

Keywords: mechanical bolt brake system, robotics, automation of production processes

Autorzy:

dr inż **Krzysztof Kołodziejczyk** – Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Mechaniczny, Katedra Mechaniki Stosowanej i Mechatroniki, email: k.kolodziejczyk@uthrad.pl

dr hab. inż **Kazimierz Król** – Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Mechaniczny, Katedra Mechaniki Stosowanej i Mechatroniki, email: k.krol@uthrad.pl

dr inż **Marcin Wikło** – Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Mechaniczny, Katedra Mechaniki Stosowanej i Mechatroniki, email: m.wiklo@uthrad.pl

dr inż **Krzysztof Olejarczyk** – Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, Wydział Mechaniczny, Katedra Mechaniki Stosowanej i Mechatroniki, email: k.olejarczyk@uthrad.pl

Pracę wykonano w ramach projektu: Opracowanie technologii systemów automatyzacji i robotyzacji procesów technologicznych sortowania i pakowania z wykorzystaniem manipulatorów i chwytaków, realizowanego w ramach Działania 1.1 "Projekty B+R przedsiębiorstw", Poddziałania 1.1.1 „Badania przemysłowe i prace rozwojowe realizowane przez przedsiębiorstwa” Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014-2020 na podstawie umowy o dofinansowanie: POIR.01.01.01-00-0566/15 zawartej przez Sorter Michał Ziomek Spółka Jawna z Narodowym Centrum Badań i Rozwoju.