

# BADANIA SYMULACYJNE WYTRZYMAŁOŚCI RAMY ROWEROWEJ Z KSZTAŁTOWNIKÓW I UNIWERSALNYCH ŁĄCZNIKÓW

DOI: 10.24136/atest.2018.297

Data zgłoszenia: 30.08.2018. Data akceptacji: 25.09.2018.

*W artykule przedstawiono koncepcję konstrukcji ramy rowerowej wykonanej z kształtowników i uniwersalnych łączników, dzięki którym użytkownik może zbudować sobie ramę dostosowaną do swojego wzrostu. Opracowano geometrię modeli przestrzennych i przeanalizowano wytrzymałość zaproponowanych rozwiązań.*

## WSTĘP

Z historycznego punktu widzenia rower ma już dwieście lat. Pierwsze konstrukcje nie przypominają dzisiejszych rozwiązań prawie pod żadnym względem. Jednak upowszechnianie się roweru w formie zbliżonej do obecnie stosowanych konstrukcji jest zasługą projektantów i konstruktorów działających w drugiej połowie XX wieku. Wówczas zastosowano wiele rozwiązań usprawniających konstrukcję, jak np. dobór najbardziej odpowiedniego rozstawu lub średnicy kół [1]. Jednak największe zmiany, mające wpływ na wizualne postrzeganie roweru, były związane z diametralną zmianą kształtu ramy, czyli najważniejszej jego części składowej. Zdecydowano wówczas o odejściu od starych rozwiązań opartych o ramy okalające koła, co zazwyczaj skutkowało niską sztywnością. Zastosowano w ich miejsce rozwiązanie polegające na zaprojektowaniu ramy przypominającej swym kształtem trapez. Takie rozwiązanie spowodowało zamknięcie ramy oraz nadanie jej kształtu geometrycznego najbardziej korzystnego z punktu widzenia wytrzymałości. Choć współczesne rowery posiadają ramy o kształcie często nowatorskim, to ich bazą w większości przypadków nadal jest klasyczna rama trapezowa zwana również ramą Diamant.

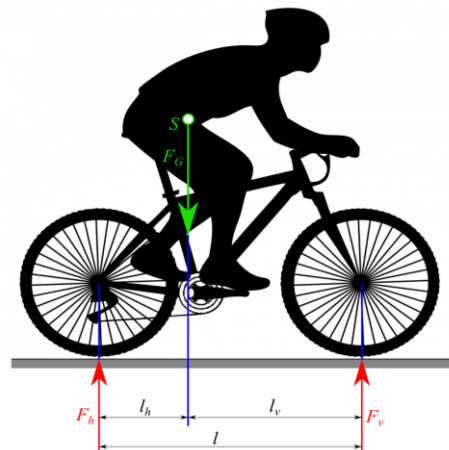
Trapezowy kształt ramy był łatwy do wytworzenia, co bezpośrednio przyczyniło się do szybkiego rozpropagowania takiego rozwiązania wśród producentów. Części składowe w postaci rur stalowych o odpowiednich średnicach i długościach łączono pod odpowiednim kątem przy użyciu spoin. W latach 80 XX wieku prowadzono prace nad możliwością zmniejszenia masy ramy. W tym celu do produkcji zaczęto stosować włókna węglowe. Dzięki temu rozwiązaniu uzyskano wysoką wytrzymałość ramy przy znacznym obniżeniu jej masy. Od pewnego czasu klasyczny napęd roweru wywoływany siłą ludzkich mięśni jest uzupełniany przez użycie silników elektrycznych z samoladującymi się podczas jazdy bateriami. Pojawiają się też koncepcje budowy rowerów napędzanych dodatkowo np. sprężonym powietrzem.

W dobie mody na filozofię Zrób To Sam rowery pozostają zamkniętym na to środowiskiem. Nie ma bowiem zbyt wielu przykładów rowerów modułowych do samodzielnej produkcji i montażu. Sporadycznie pojawiają się propozycje produkcji ram rowerowych z profili drukowanych. Jednak ze względu na popularność roweru jako ekologicznego środka transportu warto projektować nowe konstrukcje ram umożliwiające ich samodzielną produkcję i montaż.

## 1. OBCIĄŻENIA DZIAŁAJĄCE NA RAMĘ ROWEROWĄ

Rama rowerowa stanowi szkielet roweru służący do powiązania jego części składowych. Podczas eksploatacji roweru, rama poddawana jest obciążeniom wywołanym działaniem różnych sił. Ich źródłem są obciążenia statyczne i dynamiczne [2].

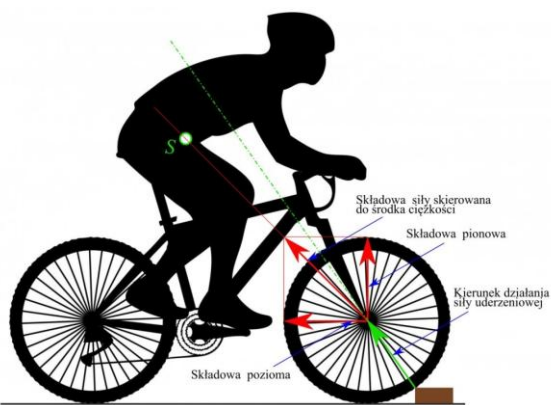
Obciążenia statyczne (rys. 1) generują siły działające na ramę w trakcie spoczynku. Powstają w wyniku obciążenia ciężarem roweryzisty, roweru i jego osprzętu oraz ewentualnego bagażu. Przeciwdziałają im siły powstałe na powierzchniach styku opon z nawierzchnią. W większości przypadków spowodowanych konstrukcją ram, tylne koło przyjmuje większe obciążenie niż przednie [2].



**Rys. 1.** Rozkład siły ciężkości obciążającej koła;  $F_G$  – siła ciężkości;  $l_h$  – odległość od środka ciężkości do tylnej osi;  $l_v$  – odległość od środka ciężkości do przedniej osi;  $l$  – rozstaw osi.

Obciążenia dynamiczne są wywoływane przez działanie sił uderzeniowych od nierównej nawierzchni (rys. 2), sił hamowania oraz sił wytworzonych przez napęd. Mają one zdecydowanie bardziej negatywny wpływ na konstrukcję niż obciążenia statyczne [2].

Najistotniejszym problemem jest trudność w trafnym określeniu kierunku działania wszystkich sił. W przypadku siły uderzeniowej, jest on uwarunkowany prędkością i kierunkiem najazdu oraz kształtem przeszkody. Wymusza to konieczność konstruowania ram pod kątem przejmowania przez nie „uniwersalnego” obciążenia od siły uderzeniowej. Uniwersalny w tym przypadku oznacza uśredniony oraz uogólniony spośród wszystkich możliwych przypadków.



**Rys. 2.** Przykładowe obciążenie ramy przez siłę uderzeniową.

Siły działające na ramę dzieli się na pionowe, poziome, boczne oraz pochodzące od napędu i hamowania.

Do sił pionowych zaliczamy:

- ciężar rowerzysty,
- ciężar własny roweru,
- ciężar bagażu,
- składowe pionowe siły uderzeniowych od jezdni,
- przemieszczające się obciążenia wywołane działaniem napędu,

Obciążenia wywołane działaniem sił poziomych, znajdują swoje źródło w [2]:

- składowych poziomych sił uderzeniowych od jezdni,
- sił powstałych przy hamowaniu,
- przemieszczających się obciążeniach wywołanych działaniem napędu,
- zderzeniach.

Obciążenia wywołane siłami działającymi z boku roweru, mogą spowodować zniekształcenie oraz skręcenie ramy. Rama jest nim poddawana przede wszystkim w momencie jazdy połączonej z kołysaniem rowerem na boki. Wówczas, siła przekazywana na napęd jest zdecydowanie większa niż w przypadku zwykłego pedalowania. Zawodowcy wzmacniają dodatkowo ten efekt poprzez ciągnięcie kierownicy w swoją stronę. Dzięki technice jazdy z kołysaniem na boki doświadczeni kolarze uzyskują siłę nacisku na pedał o wartości 1600 N, zaś najlepsi sprinterzy na świecie wartości powyżej 2500 N [2].

Przy jeździe z kołysaniem na boki, rower jest przechylany o 20° względem pionu. Skutkuje to powstaniem obciążeń rzędu 1200 N, które poprzez wkład suportu przejmuje rama roweru. Obciążenia o tej wartości mogą obciążyć ramę, nawet bez użycia metody jazdy z kołysaniem. Występuje to w momencie przejazdu przez dłuższy odcinek nierówności, na którym dochodzi do zarzucania tyłu roweru.

Obciążenia związane z napędem i hamowaniem są nieodzowną częścią eksploatacji roweru. Siła napędowa oraz hamowania nie wytwarza bezpośrednio żadnego oddziaływania bocznego ze względu na płaszczyznę ich działania, która jest zgodna z płaszczyzną ramy. Skutkiem siły napędowej są naprężenia ściskające oraz niewielkie obciążenia zginające, działające na tył ramy. Największe obciążenie występuje na prawej rurze dolnych widełek. Niekorzystnym jest to, iż są one w tym samym momencie jako jedyny fragment ramy – rozciągane. Powoduje to działająca nań siła ciężkości rowerzysty [2]. Działanie hamulca obciąża dolne i górne widełki tylnej części ramy. W momencie hamowania szczególnie obciążona jest lewa rura dolnych widełek, ponieważ po tej stronie najczęściej znajduje się tarcza hamulcowa. Jest ona poddawana działaniu momentu obrotowego przekraczającego 300 Nm. Z przodu

maksymalne obciążenie dotyczy jednej nogi widełca, który w momencie poddania go wysokim obciążeniom, odkształca się sprężysto. Jest to kontrolowane przez rowerzystę poprzez mimowolny, kontrolujący skręt kierownicy.

## 2. ZAŁOŻENIA PROJEKTOWE KONSTRUKCJI RAMY ROWEROWEJ

Podstawowym założeniem opracowanej konstrukcji ramy rowerowej jest możliwość jej złożenia w zasadzie przez każdego odbiorcę bez konieczności używania specjalistycznych narzędzi oraz dostosowanie wymiarów do wzrostu użytkownika. Chcąc spełnić to założenie, niezbędnym jest konstruowanie poszczególnych elementów pod kątem modułowości oraz jak największej uniwersalności. Ogólne założenia spełnione przez opracowany projekt są następujące:

- modułowość umożliwiająca samodzielny montaż oraz dostosowywanie konstrukcji do własnych potrzeb,
- łączenie elementów wyłącznie połączeniami rozłącznymi, co umożliwi późniejsze przebudowywanie konstrukcji pod kątem aktualnych wymagań,
- jak najmniejsza ilość operacji technologicznych wymaganych do wytworzenia elementów oraz złożenia konstrukcji,
- powszechność wykorzystywanych elementów handlowych,
- ciężar rowerzysty 900 N,
- spełnienie wszystkich powyższych założeń z jednoczesnym zapewnieniem wytrzymałości konstrukcji, wystarczającej do jej użytkowania w warunkach miejskich.

## 3. KONSTRUKCJA RAMY ZBUDOWANEJ Z KSZTAŁTOWNIKÓW I UNIWERSALNYCH ŁĄCZNIKÓW

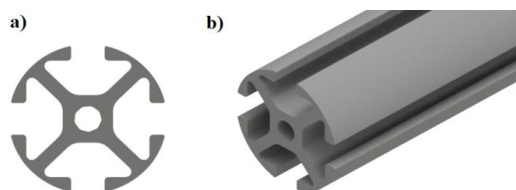
Ramę roweru zbudowano w oparciu o kształt i wymiary klasycznej ramy Diamant. Widok roweru zbudowanego z ramy składającej się z kształtowników i uniwersalnych łączników przedstawiono na przykładowym rys. 3.



**Rys. 3.** Model roweru, którego rama składa się z kształtowników i uniwersalnych łączników.

Główny profil ramy został wykonany z profili aluminiowych (stop aluminium 6061 T6). Ich kształt może być bardzo różnorodny, od zwykłego przekroju kołowego lub kwadratowego, po bardziej skomplikowane kształty. Do projektu ramy wybrano kształt profilu rurowego z wybraniami (rys. 4). Zaprezentowany profil znajduje się w asortymencie producenta ITEM. Spora ilość wybranego materiału znacznie obniża masę profilu. Ze względu na założenie wytwarzania łączników metodą technik przyrostowych, wykonanie łącznika pod

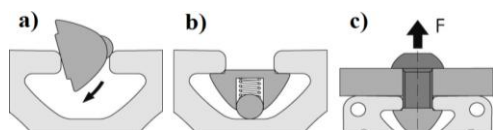
kątem połączenia go kształtowo z takim profilem jest stosunkowo proste.



**Rys. 4.** Profil aluminiowy ze stopu 6061 T6 wybrany na materiał ramy; a) widok z przodu; b) rzut izometryczny [3].

Wybranie w kształcie pozbawionej szpica strzałki w momencie wypełnienia go takim właśnie kształtem zablokuje ruch profilu w górę, dół oraz na boki, jak również odbierze mu możliwość obrotu wokół swojej osi. Wiele powierzchni styku między profilem a łącznikiem spowoduje wyraźne zwiększenie sztywności ramy. Warto zaznaczyć, że im głębiej w wybraniu profilu zostanie osadzony łącznik, co bezpośrednio przełoży się na większą powierzchnię styku, będzie skutkowało jeszcze większym wzrostem sztywności. Prawdliwość tej zależności nie może być jednak stosowana ponad miarę. Przy przesadnym zwiększeniu długości materiału wpuszczonego wewnątrz profilu nie tylko nie zwiększy on już sztywności połączenia, ale osłabi się wytrzymałość szyjki wpuszczonego materiału u jej początku.

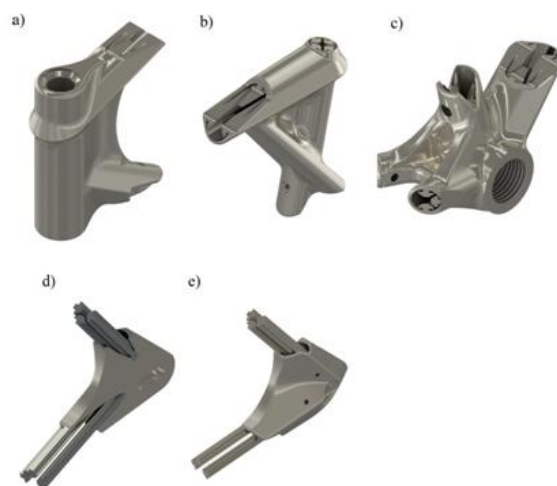
Wadą powyższego rozwiązania jest brak zablokowania ruchu elementów wzdłuż wybrania. Teoretycznie istnieje możliwość wykonania łączników oraz profili w tolerancji umożliwiającej zastosowanie pasowania ciasnego. Nie jest to jednakże możliwe w przypadku stosowania wykonanych w przeciętnej dokładności łączników wydrukowanych z poliwęglanu. Należy zatem rozwiązać problem zablokowania ostatniego stopnia swobody profilu. W tym celu można zastosować specjalne wpusty oferowane przez firmę ITEM. Służą one do mocowania części do profilu lub łączenia profili między sobą. Ich wytwórca zapewnia, że można je z powodzeniem stosować do konstrukcji o dużym obciążeniu. Dobrze redukują działanie sił rozciągających rozprowadzając je w profil. W celu zastosowania wpustu należy wsunąć go w wybranie profilu odpowiednie dla jego kształtu (rys. 5).



**Rys. 5.** Osadzanie wpustu w rowku profilu i ustalenie położenia przy użyciu elementu dociskającego [3].

Wpust składa się ze stalowego korpusu, w którym znajduje się kulka ze sprężyną wywierającą na nią siłę pionową. Działanie tej siły unieruchamia wpust. Aby unieruchomić część należy przykręcić ją do profilu wkręcając śrubę w nagwintowany otwór znajdujący się we wpuscie. Odbierze to możliwość ruchu profilu wzdłuż wybrania.

Kształtowniki tworzące szkielet ramy zostały połączone za pomocą specjalnych łączników wytwarzanych metodą technik przyrostowych, które umożliwiają otrzymywanie części dowolnego kształtu. Największą trudność sprawiło zaprojektowanie łączników (rys. 6) umożliwiających zachowanie założonych kątów ramy oraz długości poszczególnych jej części.



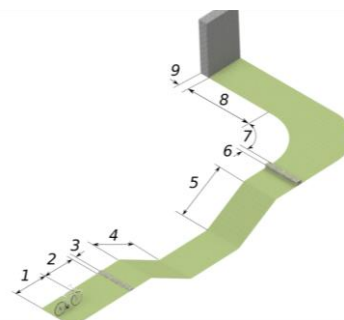
**Rys. 6.** Łączniki opracowane dla poszczególnych węzłów ramy; a) korpus główki; b) korpus rury podsiodłowej; c) korpus obudowy suportu; d) hak z okiem prawy; e) hak z okiem lewy.

Zastosowanie głębokich, a w niektórych przypadkach nawet przelotowych kieszeni pod profil, umożliwiło uzyskanie sztywnego połączenia między nim a łącznikiem. Dodatkowo w przypadku łączników krótkich (przykład haków z okiem), w celu zwiększenia powierzchni styku z mocowanymi profilami zastosowano wydłużone poza łącznik szyjki. Wszystkie łączniki wykonano z poliwęglanu (PC) stąd też pod śruby mocujące należy koniecznie stosować podkładki szerokie, zaś same śruby dokręcać momentem 6,6 Nm.

## 4. ANALIZA NAPRĘŻEŃ W RAMIE ROWEROWEJ

Opracowaną konstrukcję ramy rowerowej sprawdzono pod względem wytrzymałościowym stosując procedury znane z wcześniejszych publikacji własnych [4-13], jak również prezentowanych przez autorów innych opracowań [14-30].

Analizę wytrzymałości zaprojektowanej ramy rowerowej przeprowadzono w oparciu o model drogi przedstawiony na rys. 7. Zobrazowano na nim większość sytuacji, w których rama jest obciążana. Odcinki od pierwszego do dziewiątego opisano poniżej i uszeregowano w kolejności od najmniej wymagającego dla konstrukcji, do najbardziej ją obciążającego.



**Rys. 7.** Model drogi przedstawiający najczęściej występujące sytuacje w trakcie jazdy.

1. Odcinek pierwszy odpowiada sytuacji wsiadania na rower. Konstrukcja doznaje wyłącznie obciążeń wywołanych ciężarem rowerzysty, bagażu oraz samego roweru.
2. Odcinek drugi odpowiada sytuacji przejazdu w standardowej pozycji. Konstrukcja doznaje tu wszystkich obciążeń z pierwszego przypadku oraz dodatkowo obciążeń wywołanych pedałowaniem. Występują w tym przypadku również zwiększone obciążenia na kierownicy.



3. Odcinek trzeci odpowiada sytuacji najazdu na niewielką przeszkodę. Najazd na nią powoduje pojawienie się reakcji pod odpowiednim kątem, skierowanych na przednie koło.
4. Odcinek czwarty odpowiada sytuacji zjazdu z wzniesienia. W wyniku zmiany położenia roweru zmieniony zostaje także punkt przyłożenia siły ciężkości i jej kierunek.
5. Odcinek piąty odpowiada sytuacji wjazdu na wzniesienie. Rower jest wówczas w pozycji przeciwnej do zjazdu i maksymalnie obciążane są jego tylne elementy.
6. Odcinek szósty odpowiada sytuacji najazdu na dużą przeszkodę. Przypadek podobny do trzeciego, jednakże z innym kątem działania oraz punktem przyłożenia siły uderzeniowej.
7. Odcinek siódmy odpowiada sytuacji skręcania. Rower doznaje obciążeń wywołanych działaniem sił bocznych.
8. Odcinek ósmy odpowiada sytuacji jazdy z kołysaniem na boki. W tym przypadku siodło nie jest obciążone. Cały ciężar rowerzysty przenosi wkład suportu oraz kierownica. Rower jest dynamicznie obciążany raz z jednej, raz z drugiej strony. Dodatkowo, rower jest odchylany od pionu o około 20°, co zmienia kierunek działania sił i obciąża inne fragmenty ramy.
9. Odcinek dziewiąty odpowiada sytuacji zderzenia czołowego. Siła uderzeniowa skierowana jest poziomo, na wysokości punktów centralnych kół, przez całą długość roweru.

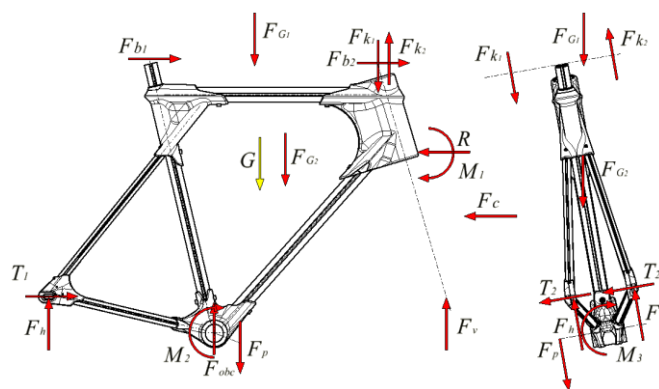
Największe obciążenia dla ramy rowerowej niesie ze sobą odcinek drogi nr 9, w którym przedstawiono moment zderzenia czołowego w trakcie sprintu przy prędkości 50 km/godz. Obciążenia dla tej sytuacji są identyczne jak w przypadku sprintu, ale powiększone o dodatkowe siły pochodzące od zderzenia czołowego. Zadano zatem dodatkową siłę skierowaną do rowerzysty znajdującą się na wysokości osi kół.

W konstrukcji przyjęto następujące miejsca utwierdzenia:

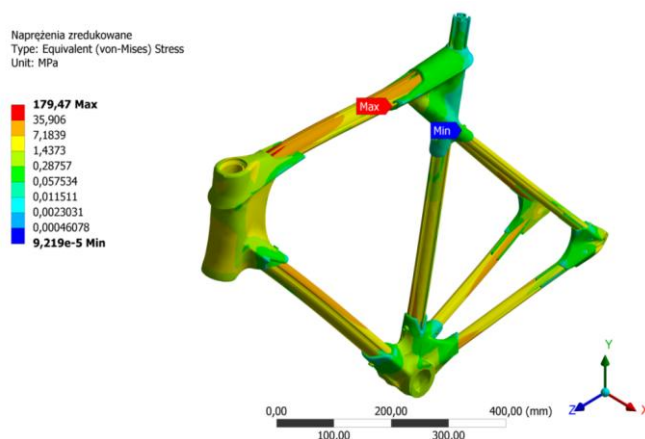
- gniazdo dolnej miski łożyskowej w korpusie główki ramy,
  - tylne haki.
- Konstrukcję ramy obciążono:
- obciążenie kierownicą gniazda górnej miski łożyskowej w korpusie główki ramy, lewa strona 300 N, prawa strona 150 N,
  - składowa pozioma obciążenia gniazda górnej miski łożyskowej w korpusie główki ramy kierownicą, lewa strona 600 N, prawa strona 300 N,
  - obciążenie korpusu główki ramy siłą o wartości 1600 N,
  - napięcie wstępne w śrubach 1000 N,
  - obciążenie gniazda suportu siłą o wartości 800 N,
  - obciążenie od pedałowania po lewej stronie 1600 N,
  - obciążenie pola grawitacyjnego.

Rozmieszczenie miejsc utwierdzenia oraz obciążeń zobrazowano na rys. 8. Poszczególne symbole oznaczają:  $F_{G1}$  – ciężar rowerzysty;  $F_{G2}$  – ciężar własny ramy;  $F_{b1}$  – składowa pozioma obciążenia ciężarem rowerzysty;  $F_{b2}$  – składowa pozioma obciążenia kierownicy naciskiem rąk  $F_{k1}$  – obciążenie prawej ręki;  $F_{k2}$  – obciążenie lewej ręki;  $T_1$  – siła tarcia;  $T_2$  – siła tarcia w osi X;  $F_{obc}$  – obciążenie suportu;  $F_p$  – siła nacisku na pedał po lewej stronie;  $M$  – moment gnący od uderzenia czołowego;  $M_2$  – moment skręcający od pedałowania obciążający suport;  $F_h$  – normalna oddziaływująca na tylne koło;  $F_v$  – normalna oddziaływująca na przednie koło;  $F_c$  – siła oporów powietrza;  $G$  – kierunek działania grawitacji.

Korzystając z rys. 8 dokonano utwierdzenia oraz obciążenia analizowanej ramy. Zgodnie z wymaganiami zdefiniowano wiązania oraz kontakty, które przyjęto jako kontakty cierne (*Frictional*). Rozkład naprężeń zredukowanych występujących w ramie rowerowej podczas zderzenia czołowego przedstawiono na rys. 9.



**Rys. 8.** Rozmieszczenie obciążeń i utwierdzeń dla analizy dziewiątego przypadku.



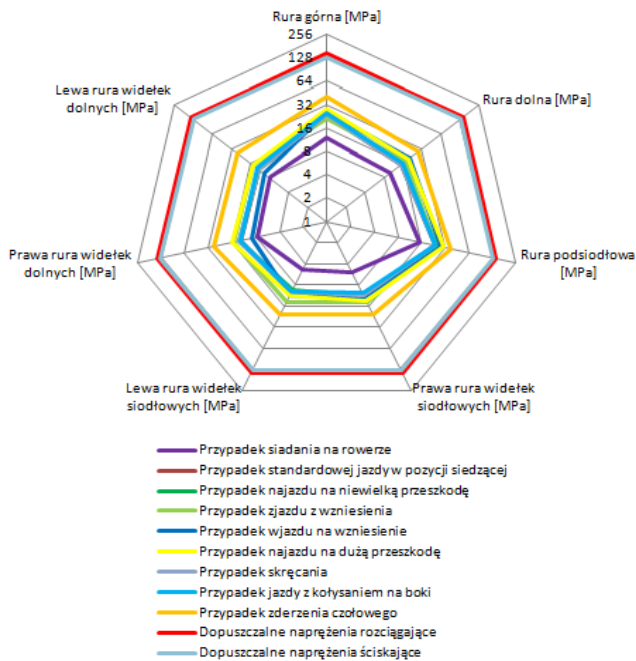
**Rys. 9.** Wartości naprężeń zredukowanych według hipotezy Hubera–Misesa dla dziewiątego przypadku.

Maksymalne naprężenia zredukowane odnotowano na górnej śrubie korpusu rury podsiodłowej i wynoszą one 179,47 MPa, zaś minimalne na wewnętrznej, tylnej śrubie suportu o wartości  $9,21 \cdot 10^{-5}$  MPa.

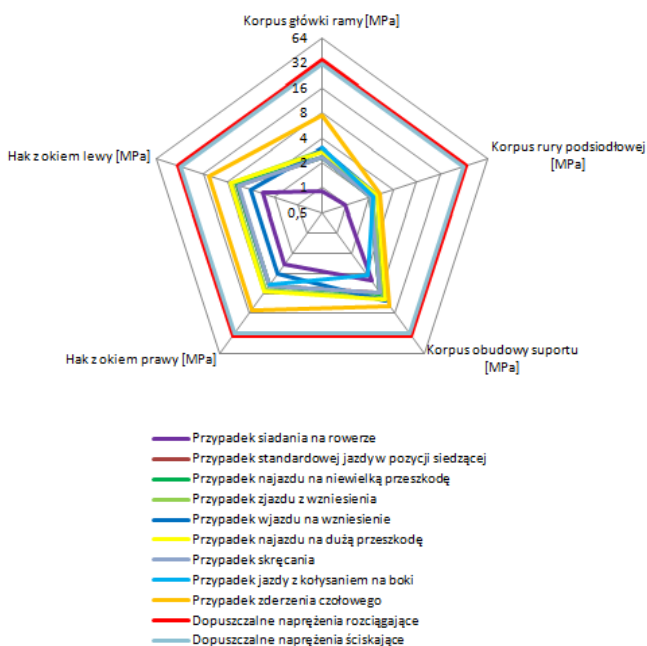
Wyniki analiz dla kluczowych części, czyli profili aluminiowych oraz łączników drukowanych, przedstawiono na rys. 10 i 11. Po przeanalizowaniu wyników wysnuło następujące wnioski:

- najbardziej wymagającym przypadkiem obciążeń dla profili aluminiowych, było zderzenie czołowe,
- najbardziej obciążonym profilem była rura górna w przypadku zderzenia czołowego, naprężenia wyniosły wówczas 40,5 MPa,
- najslabiej obciążonym profilem były prawa oraz lewa rura widełek siodłowych w przypadku siadania na rowerze, naprężenia wyniosły wówczas 4,8 MPa
- profilem obciążanym najczęściej z największą siłą była rura podsiodłowa, występowało to w ośmiu na dziewięć analizowanych przypadków,
- profilem obciążanym najczęściej z najmniejszą siłą była lewa rura widełek siodłowych, występowało to w siedmiu na dziewięć analizowanych przypadków,
- największe odnotowane naprężenia dla kształtowników są ponad trzykrotnie mniejsze niż dopuszczalne naprężenia rozciągające i ściskające,
- najbardziej wymagającym przypadkiem obciążeń dla łączników, było zderzenie czołowe,
- najbardziej obciążonym łącznikiem był hak z okiem prawy w przypadku zderzenia czołowego, naprężenia wyniosły wówczas 14,3 MPa,

- najslabiej obciążonym łącznikiem był korpus główki ramy w przypadku siadania na rowerze, naprężenia wyniosły wówczas 0,9 MPa,
- łącznikiem obciążanym najczęściej z największą siłą był korpus obudowy suportu, występowało to w siedmiu na dziewięć analizowanych przypadków,
- łącznikiem obciążanym najczęściej z najmniejszą siłą był korpus rury podsiodłowej, występowało to w ośmiu na dziewięć analizowanych przypadków,
- największe odnotowane naprężenia są ponad dwukrotnie mniejsze niż dopuszczalne naprężenia rozciągające i ściskające.



**Rys. 10.** Rozkład maksymalnych naprężeń zredukowanych odnotowanych w kształtownikach.



**Rys. 11.** Rozkład maksymalnych naprężeń zredukowanych odnotowanych w łącznikach.

## PODSUMOWANIE

Na podstawie wyników przeprowadzonych badań symulacyjnych stwierdzono, że zastosowane rozwiązania konstrukcyjne były właściwe. Rozkład naprężeń uzyskany dla dziewięciu różnych wariantów obciążenia spotykanych podczas jazdy na rowerze dowodzi, że warunki wytrzymałościowe na zginanie oraz skręcanie zostały spełnione ze sporym zapasem. Stop aluminium 6061 T6, jako materiał profili, wraz z łącznikami wykonanymi z poliwęglanu przeszły pomyślnie szereg analiz w warunkach między innymi, wejścia na rower, zjazdu oraz podjazdu na wzniesienie oraz sytuacji jazdy z kołysaniem na boki. Mając na względzie wyniki analiz, można uznać zaprojektowany prototyp za konstrukcję ramy rowerowej możliwą do samodzielnego wykonania przez użytkownika.

## BIBLIOGRAFIA

1. Herlihy D. V.: *Bicycle: The History*, Yale University Press, 2006.
2. Artmann U., Beck F., Bellersheim R., Brust E., Gressmann M., Hertel D., Koslar F., Smolik H. C., *Fachkunde Fahrradtechnik*, Verlag Europa-Lehrmittel, 2011.
3. [www.item24.pl](http://www.item24.pl)
4. Chomka G., Chudy J., Zamęcki M.: *Zastosowanie drukowanych profili 3D z proszków metali do konstrukcji ramy rowerowej*. Autobusy - Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 2017, tom 6, str. 296 - 301.
5. Chomka G., Chudy J., Dzwonkowski K., Kasperowicz M.: *Wykorzystanie systemów CAD w projektowaniu specjalistycznego uchwytu do transportu drewna*. Autobusy - Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 2016, tom 8, str. 196-200.
6. Chomka G., Chudy J., Jurewicz B.: *Projekt specjalistycznej łyzki do usuwania tłuczni z pobocza drogi*. Autobusy - Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 2016, tom 8, str. 201-206.
7. Chomka G., Chudy J., Kwaśnik M.: *Wykorzystanie systemów CAD w projektowaniu i analizie wytrzymałościowej sprężyn tłumika drgań skrętnych*. Autobusy - Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 2016, tom 8, str. 207-211.
8. Chomka G., Kasperowicz M.: *Wykorzystanie systemów CAD w projektowaniu przenośników transportowych*. Autobusy - Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 2014, tom 6, zeszyt 174, str. 89-94.
9. Chomka G., Chudy J.: *Modelowanie konstrukcji ramy motocykla o napędzie elektrycznym*. Autobusy - Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 2014, tom 6, zeszyt 174, str. 85-88.
10. Chomka G., Chudy J.: *Zastosowanie systemów CAD na przykładzie konstrukcji składanego żurawia z napędem hydraulicznym*. Autobusy - Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 2013, tom 10, zeszyt 166, str. 61-64.
11. Chomka G., Chudy J., Nagnajewicz S.: *Wykorzystanie systemów CAD w modelowaniu i analizie naprężeń elementów konstrukcyjnych wózków widłowych*. Autobusy - Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 2013, tom 10, zeszyt 166, str. 57-60.
12. Chomka G., Chudy J., Marchewka P.: *Wykorzystanie systemów CAD w projektowaniu wyciągarek samochodowych*. Autobusy - Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 2011, tom 5, str. 100-105.
13. Chudy J., Chomka G., Karaczun A.: *Projekty dźwignic warsztatowych z wykorzystaniem komputerowego wspomaganie projektowania*. Autobusy - Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe, 2011, tom 5, str. 112-117.
14. Kukielka K., Kukielka L.: *Modeling And Numerical Analysis Of The Thread Rolling Process*. WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Volume 6, Issue 1, Weinheim, 2006, pp. 745-746.

15. Kukielka L., Kukielka K.: *Numerical analysis of the process of trapezoidal thread rolling*. High Performance Structures and Materials, Ed. C.A. Brebbia, WITPRESS, Southampton, Boston, 2006, pp. 663-672.
16. Kukielka K., Kukielka L.: *Numerical analysis of the physical phenomena in the working zone in the rolling process of the round thread*. Computer Methods and Experimental Measurements for Surface Effect and Contact Mechanics VIII, eds. J. T. M. de Hosson, C. A. Brebbia, S-I Nishida, WITPRESS, Southampton, Boston, 2007, pp. 125-134.
17. Kukielka K.: *Numerical simulations of deformation and stress in the cold rolled thread*. ARCHIWUM TECHNOLOGII MASZYN I AUTOMATYZACJI, T. 31, Nr 1, 2011, pp. 58-66.
18. Kukielka K.: *Modelling the external thread rolling process using finite element method*. ARCHIWUM TECHNOLOGII MASZYN I AUTOMATYZACJI, T. 31, Nr 3, 2011, pp. 49-57.
19. Kukielka K.: *Numerical modelling of the strain and stress states in the thread with quick pitch in rolling process on cold*. Pomiar Automatyka Kontrola, nr 01, 2012, pp. 136-139.
20. Kukielka K., Kukielka L., Bohdal Ł., Kułakowska A., Maląg L., Patyk R.: *3D Numerical Analysis the State of Elastic/Visco-Plastic Strain in the External Round Thread Rolled on Cold*. Applied Mechanics and Materials "Novel Trends in Production Devices and Systems" Editors: Karol Velišek, Peter Košťál and Milan Nad, 2014, USA-SLOVAKIA, pp. 436-441.
21. Kukielka K.: *Numeryczne określenie wcisku walcowania i warunków smarowania w aspekcie jakości gwintu o zarysie łukowym o dużym skoku wykonywanym na rurach o dużej długości*. Mechanik vol. 88, (3CD), 2015, pp. 348-358.
22. Kukielka K.: *Efektywny model numeryczny do analizy procesu walcowania gwintów trapezowych metodą elementu skończonego*. Mechanik, vol. 87, (11CD), 2015, pp. 156-157.
23. Kukielka L.: *Theoretical and experimental foundations of surface roller burnishing with the electrocontact heating*. Book of Mechanical Engineering. Technical University of Koszalin, No 47, 1994, pp. 348.
24. Kukielka L.: *Mathematical modelling and numerical simulation of non-linear deformation of the asperity in the burnishing cold rolling operation*. Ed. Dominguez J., Brebbia C.A. Computational methods in contact mechanics V Book Series: Computational and experimental methods, Vol. 32, 2001, Transactions on Engineering Sciences, WITPRESS, pp. 317-326, ISSN 1743-3533.
25. Kukielka L., Kustra J.: *Numerical analysis of thermal phenomena and deformations in processing zone in the centreless continuous grinding process*, Computation Methods and Experimental Measurements for Surface Treatment Effects, WITPRESS, Southampton, Boston, 2003, pp.109-118.
26. Kukielka L., Kukielka K., Kułakowska A., Patyk R., Maląg L., Bohdal Ł.: *Incremental Modelling and Numerical Solution of the Contact Problem between Movable Elastic and Elastic/Visco-Plastic Bodies and Application in the Technological Processes*. Applied Mechanics and Materials "Novel Trends in Production Devices and Systems" Editors: Karol Velišek, Peter Košťál and Milan Nad, 2014, USA-SLOVAKIA, pp. 159-165.
27. Kukielka L., Geleta K., Kukielka K.: *Modelling of initial and boundary problems with geometrical and physical nonlinearity and its application in burnishing processes*. In: K. Mori, M. Pietrzyk, J. Kusiak, J. Majta, P. Hartley, J. Lin (Eds.), Steel Research International, Special Edition, 14th International Conference on Metal Forming, 2012, pp. 1375-1378.
28. Kukielka L., Geleta K., Kukielka K.: *Modelling and Analysis of Nonlinear Physical Phenomena in the Burnishing Rolling Operation with Electrical Current*, in: K. Mori, M. Pietrzyk, J. Kusiak, J. Majta, P. Hartley, J. Lin (Eds.), Steel Research International. Special Edition: 14th International Conference Metal Forming, 2012, pp. 1379-1382.
29. Kukielka L., Kukielka K.: *Modelling and analysis of the technological processes using finite element method*. Mechanik vol. 88, (3CD), 2015, pp. 317-340.
30. Forsyewicz M., Kukielka L., Gotowala K.: *Finite element simulation of physical phenomena in real conditions of a single grain cutting process*. Novel Trends in Production Devices and Systems III, Trans Tech Publications Ltd, Editors: Daynier Rolando Delgado and Karol Velišek, 2016, Switzerland-USA, pp. 255-297, ISSN 0255-5476.

---

## Simulation tests for strength of the bicycle frame with profiles and universal connectors

*The article presents the concept of constructing a bicycle frame made of profiles and universal connectors, so that the user can build a frame adapted to his height. The geometry of spatial models was developed and the durability of the proposed solutions was analyzed.*

---

Autorzy:

dr inż. **Grzegorz Chomka** – Politechnika Koszalińska, Wydział Przemysłu Drzewnego, grzegorz.chomka@tu.koszalin.pl

dr inż. **Jerzy Chudy** – Politechnika Koszalińska, Wydział Mechaniczny, jerzy.chudy@tu.koszalin.pl

inż. **Michał Kondaszewski** – Politechnika Koszalińska, Wydział Mechaniczny, mckondaszewski@gmail.com