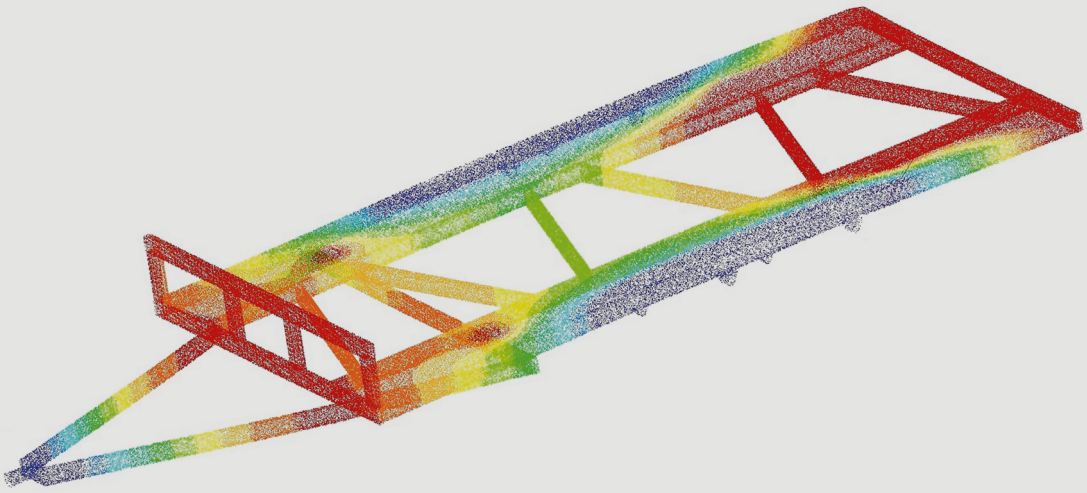
PODRĘCZNIKI

POLITECHNIKA LUBELSKA

Przykłady konstrukcji i symulacje inżynierskie przyczep samochodów osobowych

Aleksander Nieoczym, Kazimierz Drozd



*Autorzy składają podziękowania dr. inż. Cezaremu Sarnowskiemu,
biegłemu sądowemu ustanowionemu w okręgu Sądu Okręgowego w Lublinie,
za wskazówki dotyczące aktualnej wykładni aspektów technicznych
w świetle obowiązujących przepisów prawa*

Rada Naukowa Wydawnictwa Politechniki Lubelskiej

Przewodnicząca:
Agnieszka Rzepka

Dyrektor CINT:
Katarzyna Weinper

Przedstawiciele Dyscyplin Naukowych Politechniki Lubelskiej:
Marzenna Dudzińska
Małgorzata Franus
Arkadiusz Gola
Beata Kowalska
Grzegorz Komarzyniec
Jarosław Latalski
Tomasz Lipecki
Zbigniew Łagodowski
Lucjan Pawłowski
Natalia Przesmycka
Halina Rarot
Magdalena Rzemieniak
Arkadiusz Syta

Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej:
Magdalena Chołojczyk
Karolina Famulska-Ciesielska
Katarzyna Pełka-Smętek

PODRĘCZNIKI POLITECHNIKI LUBELSKIEJ

Przykłady konstrukcji i symulacje inżynierskie przyczep samochodów osobowych

Aleksander Nieoczym, Kazimierz Drozd

WYDAWNICTWO
POLITECHNIKI
LUBELSKIEJ

Lublin 2025

Recenzenci:

dr hab. inż. **Paweł Woś,** prof. PRz (Politechnika Rzeszowska)

dr hab. inż. **Dariusz Więckowski,** prof. PW (Politechnika Warszawska)

Autorzy:

dr inż. **Aleksander Nieoczym**, prof. PL, ORCID: 0000-0002-9725-8483
Politechnika Lubelska – ROR: https://ror.org/024zjzd49

dr inż. **Kazimierz Drozd**, ORCID: 0000-0002-6605-1172
Politechnika Lubelska – ROR: https://ror.org/024zjzd49

Redaktor prowadzący: **Magdalena Chołojczyk**
Korekta językowa: **Magdalena Chołojczyk**
Skład, łamanie i tagowanie LaTeX: **Kazimierz Drozd**

Autor ilustracji na okładce: Aleksander Nieoczym

Jeśli nie wskazano źródła ilustracji, stanowi ona opracowanie własne autorów.

Publikacja wydana za zgodą **Rektora Politechniki Lubelskiej**

ISBN: 978-83-7947-649-7 (wersja elektroniczna)
DOI: 10.35784/9788379476497
Wydawca: Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej
www.wpl.pollub.pl
ul. Nadbystrzycka 36C, 20-618 Lublin
tel. (81) 538-46-59

WYDAWNICTWO
POLITECHNIKI
LUBELSKIEJ

Książka udostępniona jest na licencji Creative Commons Uznanie autorstwa – na tych samych warunkach 4.0 Międzynarodowe (CC BY-SA 4.0)

Spis treści

Streszczenie **7**

Summary **8**

Wstęp **9**

1 Przygotowanie do projektowania przyczep **12**
1.1 Uwarunkowania formalno-prawne i techniczne 13
1.1.1 Procedura uzyskania homologacji przyczepy 16
1.1.2 Rejestracja przyczepy wytworzonej jednostkowo 17
1.1.3 Przyczepa specjalizowana i specjalna 18
1.2 Standaryzacja i unifikacja w budowie przyczep 19
1.2.1 Przyczepy lekkie 19
1.2.2 Przyczepy o DMC przekraczającej 750 kg 24
1.3 Współpraca zaczepu kulowego z głowicą 27
1.4 Instalacja elektryczna 29
1.5 Uwagi projektowe i eksploatacyjne 32
Literatura 32

2 Przypadki obciążenia ramy przyczepy **35**
2.1 Model przyczepy poddanej analizie 35
2.2 Analiza wytrzymałościowa ramy 37
2.2.1 Równomierne obciążenie na całej powierzchni podłogi 38
2.2.2 Obciążenie podłogi na ograniczonym obszarze 43
2.2.3 Szczególny przypadek przewrócenia przyczepy 45
2.3 Uwagi do projektu 50
Literatura 51

3 Samowyładowcza przyczepa lekka **52**
3.1 Charakterystyka analizowanej przyczepy 52
3.2 Budowa podzespołów 53
3.2.1 Rama nośna 54
3.2.2 Rama skrzyni ładunkowej 55
3.2.3 Układ zawieszenia przyczepy 56
3.2.4 Układ unoszenia skrzyni ładunkowej 57
3.2.5 Skrzynia ładunkowa 58

3.3 Dobór wciągarki 59
3.4 Analiza MES ramy skrzyni ładunkowej 60
3.5 Analiza wytrzymałościowa dźwigni 63
3.6 Uwagi projektowe i eksploatacyjne 64
Literatura 65

4 Projekt przyczepy specjalizowanej 67
4.1 Założenia i konstrukcja przyczepy 67
4.1.1 Rama główna 67
4.1.2 Układ zawieszenia przyczepy 69
4.1.3 Układ podnoszenia szpul dostawczych 70
4.2 Analiza wytrzymałościowa wybranych zespołów 72
4.2.1 Analiza MES ramy 73
4.2.2 Analiza wytrzymałościowa belki do unoszenia szpuli 77
4.3 Optymalizacja geometrii elementów konstrukcyjnych ramy 79
4.4 Uwagi projektowe i eksploatacyjne 84
Literatura 86

5 Optymalizacja geometrii lawety 88
5.1 Charakterystyka konstrukcji analizowanej lawety 88
5.2 Model bryłowy 89
5.3 Symulacja obciążenia ramy lawety 91
5.4 Optymalizacja geometrii ramy lawety 94
5.4.1 Modyfikacja profili 94
5.4.2 Modyfikacja kratownicy 95
5.5 Podsumowanie 97
5.6 Uwagi projektowe i eksploatacyjne 98

6 Zmiany technologii montażu przyczepy 100
6.1 Charakterystyka analizowanej konstrukcji 100
6.2 Obciążenie ramy w czasie jej unoszenia 101
6.3 Konstrukcja ramy wykonanej technologią skręcania 105
6.4 Konsekwencja wykorzystania spawania do wykonania ramy 106
6.5 Wykonanie ramy technologią nitowania 107
6.6 Analiza kosztów wykonania ramy przyczepy 109
6.6.1 Koszty wykonania ramy technologią skręcania 111
6.6.2 Szacowanie kosztów spawania ramy 113
6.6.3 Koszty wykonania ramy nitowanej 114
6.7 Podsumowanie 115
6.8 Uwagi projektowe i technologiczne 116
Literatura 116

Przykłady konstrukcji i symulacje inżynierskie przyczep samochodów osobowych

Podręcznik zawiera treści z zakresu budowy pojazdów. Zamieszczono w nim syntetyczny opis zadań projektowych, związanych z konstruowaniem i wytwarzaniem przyczep samochodów osobowych klas 01 i 02, przeznaczonych do różnych celów. Jedynie pierwszy rozdział stanowi zbiór specyficznych wymagań technicznych, prawnych, ekonomicznych i eksploatacyjnych mających wpływ na konstruowanie, rozpoczęcie produkcji i warunki użytkowania przyczep różnych typów. Każde z pięciu zagadnień zostało zawarte w jednym z kolejnych rozdziałów. Zadania są rozpisane w taki sposób, że możliwe jest śledzenie ich rozwiązania lub przygotowanie własnego, podobnego problemu i samodzielna jego analiza przez Czytelnika. Na końcu każdego rozdziału, zawierającego problem projektowy, zamieszczono sugerowane kierunki rozszerzenia analizy konstrukcji.

Celem i końcowym efektem rozwiązania opisanych zadań było wykazanie, że analizowana konstrukcja jest bezpieczna w sensie technicznym, technologicznie możliwa do wykonania i zapewnia założoną na wstępie funkcjonalność. Realizacja tego celu polegała na poszukiwaniu najlepszego wariantu konstrukcyjnego elementów zwykle występujących w przyczepach samochodów osobowych oraz innych podzespołów i części, których zastosowanie istotnie zmienia, polepsza lub poszerza walory użytkowe pojazdu.

Potwierdzono przy tym zalety, wynikające z wykorzystania oprogramowania inżynierskiego w pracach projektowych. Wspomaganie tych programów metodami analitycznymi pozwoliło na identyfikację obciążenia i kompleksową ocenę wytężenia elementów, węzłów konstrukcyjnych i podzespołów przyczep. Umożliwiło również ocenę zasadności zużycia zasobów, zarówno podczas wytwarzania, jak i użytkowania pojazdów.

Słowa kluczowe: przyczepa lekka, symulacje MES, obliczenia inżynierskie

Structure and simulations examples of passenger car trailers

The coursebook covers content from the scope of vehicle construction. It contains a synthetic description of design tasks related to the plan and production of passenger car trailers class 01 and 02, intended for various purposes. Only the first chapter is a collection of specific technical, legal, economic and operational requirements that affect the design, start of production and conditions of use trailers of various types. Each of the proposed five issues has been included in one of the following chapters. The tasks are written in such a way that it is possible to follow their solution or prepare your own, similar problem and analyze it independently by the reader. At the end of each chapter containing a design problem, there are suggested directions for extending the analysis of the structure.

The aim and final effect of solving the described tasks was to demonstrate that the analyzed structure is safe in the technical sense, technologically feasible and ensures the functionality assumed at the beginning. The execution of this objective consisted in searching for the best design variant of elements usually found in passenger car trailers and other components and parts, the use of which significantly changes, improves or extends the utility values of the vehicle.

The advantages resulting from the use of engineering software in design work were additionally confirmed. Supporting these programs with analytical methods allowed for the identification of load and comprehensive assessment of the effort of elements, structural nodes and trailer subassemblies. It also allowed for the assessment of the justification for the use of resources, both during the production and maintenance of vehicles.

Keywords: light trailer, FEM simulations, engineering calculations

Wstęp

Zagadnienia budowy pojazdów samochodowych wraz z opisem głównych układów funkcjonalnych i ich elementów składowych stanowią treść wielu podręczników i monografii. Zasadniczą ich wadą jest to, że składają się na nie jedynie opisy. Brakuje im aparatu matematycznego wyjaśniającego działanie sił i ich skutki związane z wytrzymałością elementów. Takie metody dydaktyczne są niewystarczające dla osób zainteresowanych pracą w biurach konstrukcyjnych. Wynika to z faktu, że każdy element i zespół jest modelowany z wykorzystaniem programów CAD, a równolegle przeprowadzana jest analiza wytrzymałościowa przy użyciu metody elementów skończonych (MES). W celu zaprezentowania przykładów wykorzystania metod numerycznych w projektowaniu części i podzespołów pojazdów samochodowych i motocykli, autorzy niniejszej pracy opublikowali wcześniej podręcznik pt. *Obliczenia i symulacje wybranych elementów pojazdów* (https://hdl.handle.net/20.500.14629/194).

W niniejszym podręczniku rozszerzono tematykę związaną z przemysłem motoryzacyjnym. Jest on przeznaczony dla osób pragnących rozszerzyć wiedzę na temat konstrukcji pojazdów z grupy niewyposażonych w silnik, obejmującej przyczepy przeznaczone do eksploatacji z pojazdami, dla których wymaga się uprawnień do kierowania kategorii B lub B+E.

Podręcznik składa się z sześciu rozdziałów, w których skupiono się na różnych aspektach konstrukcji ram przyczep samochodowych. W rozdziale pierwszym zamieszczono opracowanie treści z wybranych aktów prawnych, które regulują kwestie związane z budową, wyposażeniem oraz eksploatacją przyczep samochodowych. Zawiera on także opisy standardowych podzespołów instalowanych w przyczepach. W rozdziale drugim zamieszczono opis budowy typowej bagażowej przyczepy lekkiej. Szczegółowo scharakteryzowano również konstrukcję oraz poszczególne etapy analizy wytrzymałościowej MES. Opisano zmiany wytrzymałości elementów ramy w przypadku typowych obciążeń, z którymi można spotkać się podczas użytkowania. Przykład modyfikacji przyczepy bagażowej, w której dodatkową funkcjonalność uzyskano przez zastosowanie układu podnoszenia skrzyni ładunkowej i samoczynnego rozładunku, zamieszczono w rozdziale trzecim. Analizę MES ograniczono do rozpatrywania problemu wytrzymałości ramy skrzyni ładunkowej oraz ramienia, za pomocą którego realizowane jest podnoszenie. Rozdział czwarty obejmuje opis konstrukcji przyczepy specjalnej przeznaczonej do przewozu

szpul dostawczych z kablami. Szerzej opisano zagadnienia rozkładu sił w układzie podnoszenia ładunku oraz przedstawiono proces modyfikacji konstrukcji. Treść rozdziału piątego związana jest z modelowaniem przyczepy przeznaczonej do przewozu pojazdów. Zamieszczono w nim ogólny opis budowy i warunków przeprowadzenia analizy MES. Główny nacisk położono na zagadnienia optymalizacji, której celem jest zmniejszenie masy przyczepy. Problemem rozpatrywanym w rozdziale szóstym jest porównanie wytrzymałości ramy wykonanej jedną z trzech technologii: spawaniem, nitowaniem lub skręcaniem. Oprócz modeli wytrzymałościowych zaproponowano w nim uproszczoną wersję analizy ekonomicznej, która uwzględniała bezpośrednie koszty materiałów i wykonania.

W każdym z rozdziałów przedstawiono inne zagadnienia związane z konstrukcją przyczep. Nie wszystkie rozdziały zawierają pełen opis czynności niezbędnych do budowy modelu bryłowego i doboru parametrów wykorzystanych do analizy MES. Autorzy podręcznika zakładają, że Czytelnik nabył już podstawy wiedzy i umiejętności związanych z tą tematyką w toku dotychczasowych studiów. Podręcznik może zatem służyć jako pomoc podczas analizy, a także do porównania zamieszczonych tu wyników z tymi, które zostały samodzielnie uzyskane przez Czytelnika. Dodatkowo, na końcu każdego rozdziału zamieszczono propozycje modyfikacji konstrukcji, wynikające z różnych względów lub rozszerzenia metodyki jej analizy.

Zamieszczone modele bryłowe i analizy wytrzymałościowe zostały wykonane przy użyciu programów Abaqus, Catia oraz NX. Wybór taki był celowy i wynikał z tego, że w procesie nauczania oraz w praktyce przemysłowej wykorzystywane są przede wszystkim te programy CAD.

Podręcznik jest przeznaczony głównie jako pomoc dla studentów kierunków konstruktorskich i technologicznych, związanych z maszynami i urządzeniami, a przede wszystkim pojazdami, czyli tych, w których dyscyplinami wiodącymi są: inżynieria mechaniczna, transport i inżynieria materiałowa. Typowe umiejętności, których osiągnięcie może być wspomagane podczas realizacji programu zajęć w oparciu o przytoczone przykłady, dotyczą:

- projektowania wybranych elementów maszyn, urządzeń i pojazdów przy uwzględnieniu wymagań wytrzymałościowych, materiałowych, technologicznych i innych pozatechnicznych,
- projektowania pojazdu z uwzględnieniem jego cech specyficznych w zakresie budowy i funkcjonalności,
- wykorzystania technik komputerowych i symulacji numerycznych do projektowania i analizy konstrukcji inżynierskich.

O użyteczności tego podręcznika może świadczyć fakt, że wspiera on osiąganie dziewięciu efektów w zakresie wiedzy spośród 21 zdefiniowanych w programie studiów kierunku inżynieria pojazdów, realizowanym w Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej. Podręcznik jest jeszcze bardziej przydatny do osiągania umiejętności inżynierskich, kierunkowych dla konstruktora pojazdów. Na 20 efektów z zakresu umiejętności, zdefiniowanych we wspomnianym programie studiów, co najmniej 10 z nich można osiągnąć przy pomocy zamieszczonych tutaj przykładów.

Studenci innych kierunków studiów i słuchacze studiów podyplomowych znajdą w tym podręczniku przykłady projektowania konstrukcji maszyn oraz podstawę do opracowywania kart technologicznych, a także przebiegu procesu technologicznego i technologii montażu. Zbiór informacji zawartych w rozdziale pierwszym może być wykorzystany do planowania logistyki i doraźnej organizacji transportu.

Podręcznik jest oferowany na licencji otwartej, więc może być on inspiracją do analizy i syntezy poszukiwań projektowych przyczep dla wszystkich zainteresowanych inżynierów. Według zamiaru autorów powinien też podsycać twórczy zapał, gdyż zachęca do podejmowania bardziej śmiałych decyzji konstruktorskich, jednakże uwzględniających rozszerzone, współczesne rozumienie działalności inżynierskiej.

Zapraszamy do lektury

Autorzy

1. Przygotowanie do projektowania przyczep

Montowanie bagażników dachowych w celu przewiezienia ładunku samochodem jest niepraktyczne i charakteryzuje się wieloma innymi wadami. Zaliczyć do nich można zwiększenie oporu powietrza, spowodowane powiększonym przez bagażnik polem powierzchni czołowej i zmianą opływu nadwozia oraz ograniczenie stateczności pojazdu. W sposób widoczny zwiększa się także jego wrażliwość na boczny wiatr, co jest efektem powiększenia powierzchni bocznej. Ważną kwestią, związaną z przewożeniem ładunków na dachu pojazdu, są ograniczenia dotyczące nośności bagażników, co wynika z faktu, że masa całkowita przewożonego ładunku jest niewielka w relacji do masy samochodu. Ponadto, ładunek znajdujący się w bagażniku dachowym powoduje zmianę rozkładu dynamicznych obciążeń poszczególnych osi samochodu w warunkach hamowania pojazdu.

Wykorzystanie przyczepy przez użytkownika samochodu osobowego pozwala na istotne zwiększenie masy przewożonego bagażu, ponieważ w małych samochodach osobowych bagażnik można obciążyć masą do 40 kg, zaś w przypadku dużych – do około 70 kg. Możliwość załadunku objętości przyczepy ponad zwykłą pojemność bagażników samochodów osobowych, zwykle nie większą niż 400 dm^3 do 500 dm^3, zwiększa użyteczność przyczep do przewozów towarów o znacznych gabarytach.

Korzystną wartość, przeciętnie 2,6, ma iloraz masy przewożonego ładunku do masy przyczepy, przy ograniczeniu jednak, że masa przyczepy nie wyposażonej w hamulce nie może przekraczać połowy masy własnej samochodu. Dzięki tak dużemu wskaźnikowi masa ładunku stanowi około 40 % masy całkowitej zespołu pojazdów, składającego się z przyczepy i samochodu. W porównaniu z opcjonalną realizacją transportu przy użyciu wspomnianego bagażnika dachowego, występuje więc możliwość sześciokrotnego zwiększenia masy bagażu. Korzyść ta może być jeszcze bardziej widoczna, gdy zostanie użyta przyczepa wyposażona w hamulce.

Należy zaznaczyć, że kierowanie samochodem złączonym z przyczepą jest trudniejsze, gdy nawierzchnia jezdni jest śliska lub oblodzona, szczególnie podczas zmiany kierunku lub pasa ruchu. Zmienia się także przebieg procesu hamowania samochodu z przyczepą, zwłaszcza taką, która nie jest wyposażona w hamulce. Ponadto, według aktualnych przepisów prawa, samochód

złączony z przyczepą stanowi zespół pojazdów, do kierowania którym wymagane jest posiadanie uprawnień kategorii B lub B+E.

1.1. Uwarunkowania formalno-prawne i techniczne

Przepisy zamieszczone w ustawie Prawo o ruchu drogowym [22] definiują przyczepę jako pojazd, który nie posiada własnego źródła napędu, a jej ruch jest skutkiem ciągnięcia przez pojazd silnikowy. W tym samym akcie prawnym określone są ogólne wymagania konstrukcyjne odnośnie przyczep, szczególnie takie, które mają wpływ na warunki eksploatacji oraz związane są z bezpieczeństwem użytkowania przyczep. W skład tych wymogów wchodzą:

- wymiary gabarytowe przyczep,
- dopuszczalne obciążenie,
- dodatkowe wyposażenie obowiązkowe.

Długość przyczepy nie może przekraczać 12 m. Jej szerokość może wynosić maksymalnie 2,55 m, zaś wysokość nie powinna być większa niż 4 m. Co najwyżej o 50 mm szersza może być przyczepa przeznaczona do przewozu towarów w stałej temperaturze (popularnie nazywana izotermą) lub przy użyciu klimatyzowanego kontenera albo nadwozia wymiennego. Łączna grubość ścian bocznych przyczepy z zabudową izotermiczną musi przy tym wynosić nie mniej niż 2×45 mm. Długość zespołu złożonego z pojazdu i przyczepy nie może być większa niż 18,75 m. Szczegółowe parametry konstrukcyjne, w odniesieniu do przyczep różnych kategorii, określane są również w rozporządzeniach Komisji Europejskiej i dyrektywach Parlamentu Europejskiego i Rady, a niektóre – w normach międzynarodowych ISO.

Szczególnym rodzajem przyczepy jest przyczepa lekka. Według określenia zawartego w ustawie [22] za przyczepy lekkie uważa się takie, których DMC jest mniejsza niż 750 kg. Terminu „przyczepka” powszechnie używa się do opisu przyczepy lekkiej lub dołączanej do samochodu osobowego, chociaż nie występuje on w przepisach prawa. W odniesieniu do przyczepy lekkiej nie ma prawnego wymogu wyposażenia jej w hamulec, ale tylko pod warunkiem, że jej DMC nie jest większa niż 50 % masy własnej pojazdu ciągnącego. Nie ma przy tym znaczenia, czy przyczepa jest jednoosiowa czy dwuosiowa. Jeżeli warunek relacji mas nie jest spełniony, to muszą być hamowane wszystkie koła przyczepy lekkiej zainstalowane na wszystkich jej osiach. Inaczej jest w przypadku przyczepy o dopuszczalnej masie całkowitej większej niż 750 kg,

która obowiązkowo musi być wyposażona w hamulec. Jako dopuszczalną masę całkowitą przyjmuje się sumę masy własnej (z wyposażeniem) oraz przewidywanej ładowności przyczepy.

Dopuszczalna masa całkowita (DMC) przyczepy ciągniętej przez samochód ma bezpośredni wpływ na rodzaj uprawnień wymaganych od kierującego. Prawo jazdy kategorii B uprawnia do kierowania:

- zespołem pojazdów o łącznej DMC nie większej niż 4250 kg, jeżeli DMC przyczepy ma wartość mniejszą od 750 kg,
- autem złączonym z przyczepą o DMC przekraczającej 750 kg, jeśli łączna DMC zespołu pojazdów nie przekroczy 3,5 Mg.

Prawo jazdy kategorii B+E jest wymagane, aby móc prowadzić zespół pojazdów, gdy spełniony jest jeden z warunków: DMC tego zespołu przekracza 3,5 Mg lub przyczepa ma większą DMC niż 750 kg. Nie można więc prowadzić samochodu osobowego o DMC równej 3,5 Mg, połączonego z przyczepą o podobnej wartości DMC.

Przepisy dotyczące warunków technicznych przyczep zawarte są w rozporządzeniu [11], które zawiera jednolity tekst aktu. Przyczepa powinna być wyposażona w urządzenie sprzęgające, które zapewnia jej bezpieczne połączenie z pojazdem ciągnącym podczas jazdy oraz wykluczenie możliwości samoczynnego odłączenia się. Jeżeli przyczepa jest wyposażona w układy oświetlenia i/lub hamulce, to sprzęg musi również umożliwiać prawidłowe ich działanie. Na powierzchniach zewnętrznych i wewnątrz przyczepy nie mogą znajdować się wystające spiczaste lub ostre części, które mogłyby, w razie zaistnienia wypadku, narazić na niebezpieczeństwo uszkodzenia innych uczestników ruchu.

Na ostatniej stronie dowodu rejestracyjnego pojazdu samochodowego znajdują się dodatkowe informacje, które mogą ograniczać jego łączenie z przyczepą. W rubryce oznaczonej F.3 podana jest dopuszczalna masa całkowita pojazdu oraz, po ukośniku, zespołu pojazdów, jeżeli pojazd jest przystosowany do ciągnięcia przyczepy. Rubryki oznaczone O.1 i O.2, jeżeli są wypełnione liczbami, to oznaczają odpowiednio maksymalną masę całkowitą przyczepy, wyposażonej w hamulec i bez hamulca, która może być ciągnięta przez ten pojazd.

Przepisy, które dotyczą przyczep lekkich, określają także sposób ich oświetlenia i oznakowania. W skład obowiązkowego wyposażenia takiej przyczepy wchodzą:

- kierunkowskazy, które mogą być zintegrowane z oświetleniem tylnym pojazdu,

- światła hamowania,
- oświetlenie tablicy rejestracyjnej,
- światła pozycyjne tylne, które również mogą być zintegrowane z oświetleniem tylnym,
- tylne trójkąty odblaskowe,
- światła odblaskowe przednie o barwie białej i kształcie innym niż trójkątny, które muszą być umieszczone co najwyżej 150 mm od najbardziej zewnętrznego punktu szerokości pojazdu. Mogą być one zintegrowane z przednim oświetleniem pozycyjnym,
- światła awaryjne, które również mogą być zintegrowane z oświetleniem tylnym,
- światło przeciwmgłowe tylne, które powinno znajdować się z lewej strony tyłu przyczepy, a może być zintegrowane z oświetleniem tylnym.

Poza nimi, w przypadku większych przyczep, wymagane jest wyposażenie pojazdu w dodatkowe oświetlenie:

- pozycyjne przednie, jeżeli szerokość przyczepy jest większa niż 1,6 m,
- obrysowe tylne i przednie, w przypadku przyczepy o szerokości większej niż 2,1 m,
- pozycyjne boczne w przyczepie, której długość łącznie z dyszlem przekracza 6 m,
- światło cofania, jeżeli przyczepa ma DMC większą niż 750 kg.

Przyczepa powinna być wyposażona w koła z ogumieniem pneumatycznym o nośności dostosowanej do przewidywanego obciążenia oraz do maksymalnej prędkości jazdy. Ciśnienie w ogumieniu powinno być zapewnione według wymogów producenta opon i zależy od masy przyczepy wraz z ładunkiem. Eksploatacja przyczepy bez zmiany ciśnienia w ogumieniu, pomimo przewożenia ładunków o różnej masie, może prowadzić do zniszczenia opony, a zawsze wpływa istotnie na właściwości trakcyjne zespołu, składającego się z pojazdu ciągnącego i przyczepy.

1.1.1. Procedura uzyskania homologacji przyczepy

Procedura homologacji przyczepy może zostać rozpoczęta po wytworzeniu egzemplarza pojazdu, który należy w dalszej kolejności udostępnić do testów. Pojazd ten powinien być wyposażony zgodnie z odpowiednimi przepisami [14]. Badaniom homologacyjnym poddawane są wszystkie układy, komponenty i zespoły przyczepy, co do których są takie wymagania, jednakże oprócz tego, który został wykorzystany do budowy pojazdu po tym, gdy wcześniej uzyskano dla niego świadectwo homologacji.

Jeżeli wykonawca zamierza podjąć nową produkcję, a dotychczas nie posiada kodu WMI (ang. *world manufacturer identifier*), powinien wystąpić z wnioskiem do Przemysłowego Instytutu Motoryzacji w Warszawie o jego nadanie [17]. Producent mający siedzibę w Polsce otrzymuje kod składający się z dwóch liter z zakresu od SU do SZ oraz znaku zależnego od wielkości produkcji lub typu wytwarzanego pojazdu. Kod WMI jest następnie używany przez producenta jako początkowe znaki numeru VIN (ang. *vehicle identification number*). Numer ten jest nanoszonym przez producenta zestawem znaków identyfikujących pojazd w taki sposób, że możliwe jest odtworzenie jego kategorii oraz konkretnej specyfikacji typu i wersji [13].

Na tym etapie przyczepa jest pojazdem, który nie posiada ważnego świadectwa zgodności CoC (ang. *certificate of conformity*). W celu jej eksploatacji producent konstrukcji musi ubiegać się o wydanie świadectwa homologacji typu pojazdu w rozumieniu odpowiednich przepisów (krajowych, Unii Europejskiej lub ONZ) [15]. Należy przygotować dokumentację techniczną przyczepy z określeniem jednej kategorii spośród niżej wymienionych:

- O_1 – przyczepy o DMC nieprzekraczającej 750 kg,
- O_2 – przyczepy o DMC przekraczającej 750 kg, ale mniejszej niż 3,5 Mg.

Dokumentacja powinna zawierać również fotografie przyczepy, ukazujące ją z każdej strony, oraz rysunki techniczne wraz z wymiarami. Producent może uzyskać homologację, jeżeli dowiedzie, że jest w stanie prowadzić powtarzalną produkcję przy zapewnieniu odpowiedniej jej jakości. Organem udzielającym homologacji jest Dyrektor Transportowego Dozoru Technicznego. Oddziały TDT znajdują się w niemal wszystkich miastach wojewódzkich. Badania homologacyjne przeprowadzają służby techniczne wyznaczone przez Dyrektora TDT, który ma siedzibę w Warszawie [18]. Producent we własnym zakresie dostarcza służbom egzemplarz przyczepy do badań. Pozytywny ich wynik zapewnia uzyskanie europejskiego świadectwa homologacji, a potwierdzeniem tego faktu jest umieszczenie producenta w europejskiej bazie świadectw. Świadectwo homologacji jest dokumentem, którego ważność dla

kategorii pojazdów O (przyczepy) wygasa po 10 latach. Producent ponosi koszty przeprowadzenia badań oraz wydania świadectwa.

Producent przyczepy kategorii O1 lub O2 umieszcza w miejscu określonym przepisami tabliczkę znamionową, która zawiera:

- nazwę producenta,
- numer świadectwa homologacji,
- numer VIN,
- dopuszczalną masę całkowitą przyczepy w kg,
- dopuszczalne obciążenie pionowe sprzęgu wyrażone w kg masy, poprzedzone cyfrą zero i kreską,
- dopuszczalne masy w kg przypadające na poszczególne osie, które są numerowane kolejnymi cyframi, począwszy od 1.

Tabliczka znamionowa może zawierać jeszcze inne informacje. Homologacja przyczepy jest dokumentem wymaganym w celu jej zarejestrowania w odpowiednim dla siedziby jej posiadacza Wydziale Komunikacji Urzędu Miasta lub Starostwa Powiatowego. Podmiot dokonujący rejestracji otrzymuje dowód rejestracyjny i tablicę rejestracyjną.

1.1.2. Rejestracja przyczepy wytworzonej jednostkowo

Wyprodukowanie przyczepy w jednym egzemplarzu, wobec konieczności sfinansowania badań dopuszczających ją do ruchu po drogach publicznych i uzyskania zgód formalnych, nie ma uzasadnienia ekonomicznego. Pomijając aspekty hobbystyczne, decyzja o budowie przyczepy może być więc podyktowana koniecznością opracowania i wytworzenia konstrukcji specjalizowanej lub specjalnej, a przy tym niedostępnej na rynku. Uzasadnieniem podjęcia prac projektowych nad nową konstrukcją może być również brak możliwości adaptacji jednej spośród przyczep oferowanych na rynku i już dopuszczonych do ruchu na podstawie homologacji.

Zgodnie z aktualnie obowiązującym prawem, nowy pojazd powinien mieć świadectwo homologacji typu [16]. W przypadkach gdy producent nie uzyskał takiego świadectwa, przewidziano konieczność uzyskania krajowego (lub unijnego) indywidualnego dopuszczenia pojazdu. Na terytorium Rzeczypospolitej Polskiej organem udzielającym takiego dopuszczenia jest Dyrektor Transportowego Dozoru Technicznego.

Procedura uzyskania dopuszczenia pojazdu składa się z kilku etapów. Pierwszym etapem jest wykonanie badań w jednej z jednostek (służb technicznych), wyznaczonej przez Dyrektora TDT [18]. Tam nadawane są cechy identyfikacyjne i wykonywane testy. Koszty tych badań zależą od konstrukcji oraz zakresu, który wynika z użytych do budowy przyczepy elementów, i mogą przekraczać 1000 PLN, nawet pomimo zastosowania części i układów już mających homologację. Po zakończeniu badań, służby sporządzają odpowiednie sprawozdanie. Jeżeli wynik badań jest pozytywny, to w dokumencie tym potwierdza się spełnienie odpowiednich wymagań technicznych. Kolejny etap przeprowadzany jest w Transportowym Dozorze Technicznym, gdzie należy złożyć wniosek o wydanie decyzji o jednostkowym dopuszczeniu pojazdu. Koszty tego etapu osiągają aktualnie do 800 PLN.

Po uzyskaniu dopuszczenia jednostkowego, właściciel pojazdu może udać się do właściwego Wydziału Komunikacji i zarejestrować przyczepę. Marka tego pojazdu jest określona jako Sam.

1.1.3. Przyczepa specjalizowana i specjalna

Zgodnie z klasyfikacją według przeznaczenia wyróżnia się pojazdy (w tym przyczepy) specjalne i specjalizowane. Ustawodawca podaje wyłącznie definicje pojazdu specjalnego oraz używanego do celów specjalnych [22]. Pojazd używany do celów specjalnych jest przystosowany do potrzeb poszczególnych służb, między innymi takich jak: Siły Zbrojne, Policja lub Inspekcja Transportu Drogowego. Pojazd specjalny jest przeznaczony do wykonywania specjalnej funkcji przewozowej. Z tego właśnie faktu wynika konieczność dostosowania jego nadwozia lub zainstalowania specjalnego wyposażenia. Sądy administracyjne uzasadniają, że „aby uznać pojazd za specjalny, dostosowanie pojazdu do specjalnej funkcji musi być tego rodzaju, że wyklucza używanie go do innych funkcji", do których zwykle wykorzystywany jest pojazd tego rodzaju [9]. Ma to znaczenie w związku z możliwością zwolnienia właściciela pojazdu specjalnego z podatku od środków transportu [20].

Przyczepa specjalizowana, zgodnie z nazwą ma konstrukcję przystosowaną do przewożenia innych ładunków niż standardowe. Różni się tym od przyczepy specjalnej, że jest zaprojektowana od podstaw w celu realizacji przewozów o szczególnych wymaganiach. Przyczepa specjalizowana przeznaczona jest do niestandardowych zadań transportowych, możliwych do zrealizowania wyłącznie przy wykorzystaniu pojazdu o określonej, specjalizowanej zabudowie.

Konstrukcja specjalizowana może być wymagana wtedy, gdy ładunek ma duże gabaryty lub zachodzi konieczność niestandardowego sposobu jego

załadunku i mocowania. Takie specjalizowane wymagania spełniają przyczepy reklamowe lub przewożące szpule z kablami.

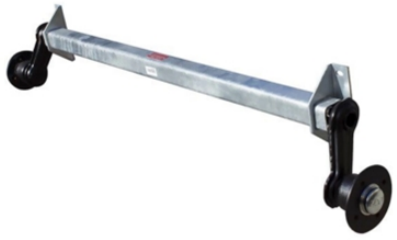
Ciekawym przykładem, umożliwiającym wykazanie różnic w klasyfikacji, jest pojazd-cysterna. Kiedy jest wykorzystywany do przewozu wody pitnej, to należy go uznać za pojazd specjalizowany. Gdyby jednak ta sama cysterna była przeznaczona do transportu wody używanej jako środka gaśniczego, to jest pojazdem specjalnym używanym do celów specjalnych.

1.2. Standaryzacja i unifikacja w budowie przyczep

Firmy produkujące przyczepy samochodowe wykorzystują standardowe elementy gotowe, wytwarzane przez specjalistyczne firmy. Aktualnie w większości konstrukcji zastosowanie mają produkty dwóch firm z Wielkopolski: AL-KO z siedzibą w Wysogotowie [2] oraz Knott [8], która ma siedzibę w pobliżu Środy Wielkopolskiej.

1.2.1. Przyczepy lekkie

Osie kół jezdnych przyczep lekkich są osiami niehamowanymi. Nie są też one wyposażone w oddzielne amortyzatory i resory. Funkcję sprężyny, a jednocześnie w pewnym stopniu tłumika drgań, pełnią w tym przypadku gumowe elementy elastyczne zawieszenia. Przykłady takich konstrukcji przedstawiono na rycinach 1.1 i 1.2. Niekiedy te elementy zawieszenia są instalowane do osi, jeżeli występują szczególne wymagania wynikające z przeznaczenia gotowej przyczepy.



Ryc. 1.1. Konstrukcja niehamowanej osi przyczepy o profilu kwadratowym wraz z wahaczami i piastami [8]

Należy zwrócić uwagę, że nierówności na drodze powodują podczas jazdy wymuszenie drgań układów przyczepy. Charakterystyka elementów zawieszenia jest dobrana do nominalnego jej obciążenia ładunkiem. Jeżeli przyczepa

nie jest obciążona, to sztywność zawieszenia jest relatywnie zbyt duża, podobnie jak iloraz masy nieresorowanej do masy nadwozia. Skutkiem tego mogą wystąpić drgania swobodne i odrywanie się kół od nawierzchni jezdni. Brak amortyzatora, czyli elementu tłumiącego drgania, wiąże się z dłuższym czasem wygaszania tych drgań i/lub niebezpieczeństwem wystąpienia rezonansu oraz zwiększaniem się amplitudy drgań.



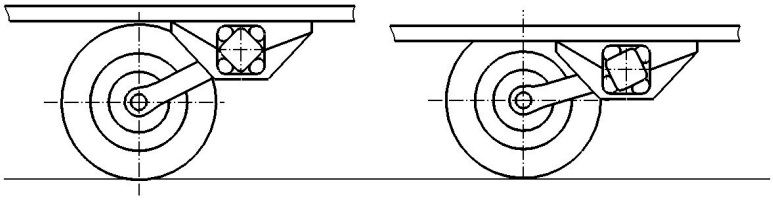
Ryc. 1.2. Wahacz osi niehamowanej w położeniu równowagi po jego zamontowaniu na osi [2]

Oś ma kształt rury o przekroju kołowym, kwadratowym lub wielokątnym. Element ten jest zabezpieczony przed korozją poprzez nałożenie powłoki cynkowej. Po obu stronach osi osadzone są wahacze w sposób przedstawiony na rycinach 1.1 i 1.2. Pomiędzy czopem wahacza a wewnętrzną powierzchnią osi wtłoczone są gumowe elementy w postaci wałków. Zaletą takiej konstrukcji jest brak konieczności prowadzenia prac obsługowych.

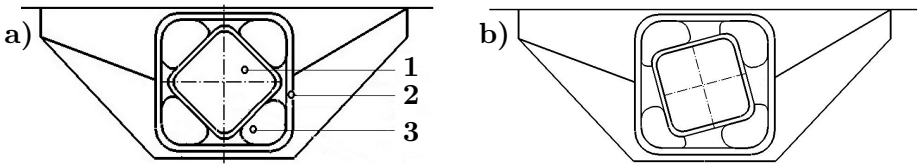
Wahacz przyczepy lekkiej ma kształt ramienia z dwoma przeciwlegle zamocowanymi czopami. Przy braku obciążenia osi o przekroju kwadratowym (ryc. 1.3), kwadratowy czop wahacza zajmuje położenie obrócone o kąt 45°, widoczne na przekroju osi. Wałki gumowe znajdują się przy krawędziach osi. Takie ich umieszczenie powoduje, że już w stanie nieobciążonym poddawane są one napięciu wstępnemu. Zmiana położenia koła względem ramy przyczepy wymusza obrócenie czopa wahacza w osi jezdnej, w wyniku czego następuje elastyczne odkształcenie wałków gumowych. Innymi słowy, ruch koła w płaszczyźnie pionowej, spowodowany jazdą po nierówności nawierzchni, powoduje obrót wahacza i deformację elementów gumowych (ryc. 1.4). Współczynnik tłumienia drgań może być dobierany tylko na etapie montażu wahacza z osią. Zamontowanie elementu sprężystego (gumowego wałka) o innych właściwościach, wynikających ze składu chemicznego materiału na elementy gumowe, powoduje zmianę charakterystyki sprężystej i inną skuteczność rozpraszania energii ich odkształcenia.

Utrata właściwości sprężystych gumy w czasie eksploatacji pojazdu również wpływa na zmianę charakterystyki zawieszenia. Zmiana ta następuje

nie tylko w wyniku zmęczenia materiału, narażonego na kolejne cykle obciążenia i przemieszczania elementu podatnego, lecz także może być związana ze starzeniem się gumy w czasie oraz występowaniem zjawiska płynięcia materiału.



Ryc. 1.3. Schemat odkształcania elementów podatnych zawieszenia przyczepy lekkiej przy różnym obciążeniu

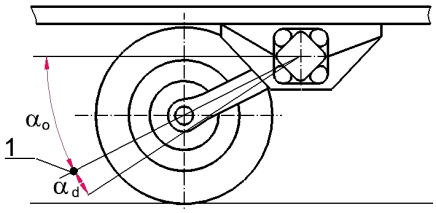


Ryc. 1.4. Schemat odkształcania elementów sprężystych zawieszenia przyczepy lekkiej: a) położenie po zmontowaniu; b) elementy gumowe odkształcone w wyniku obrócenia wahacza: 1 – czop wahacza, 2 – oś jezdna, 3 – gumowy element sprężysty

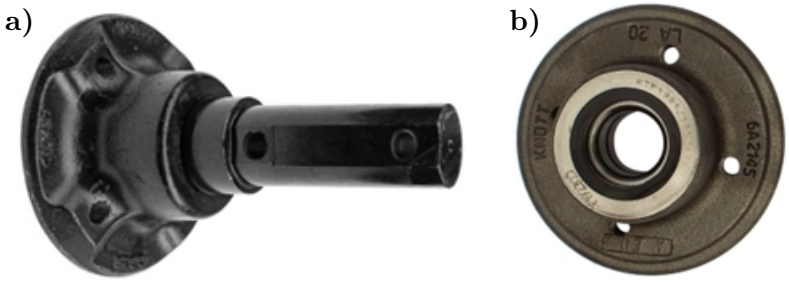
W większości rozwiązań konstrukcyjnych osi jezdnych maksymalny kąt, o jaki może obrócić się ramię wahacza, jest równy $\alpha_o = 28°$ względem poziomej osi leżącej w płaszczyźnie równoległej do jezdni. Kąt dopasowania wałków (ryc. 1.5), wynikający z równowagi pomiędzy obciążeniem działającym na koło a reakcją elementów sprężystych objawiającą się odkształceniem, najczęściej ma wartość $\alpha_d = 3°$ [19].

Piasta koła mocowana jest obrotowo na czopie wahacza z wykorzystaniem łożyska tocznego. Przykład jej osadzenia przedstawiono na rycinie 1.6a. W piaście wykonane są otwory, służące do przykręcenia tarczy koła jezdnego (ryc. 1.6b).

Dyszel jest elementem łączącym ramę przyczepy z pojazdem. Jego odmiany konstrukcyjne różnią się kształtem przekroju poprzecznego oraz profilem w płaszczyźnie bocznej. Według tej klasyfikacji można wyróżnić dyszle proste i wygięte (ryc. 1.7).



Ryc. 1.5. Schemat zakresu ugięcia wahacza osi: α_o – kąt obrotu ramienia wahacza w przypadku maksymalnego obciążenia przyczepy ładunkiem, α_d – maksymalny kąt dopasowania wałków, 1 – położenie osi ramienia wahacza przyczepy nieobciążonej ładunkiem



Ryc. 1.6. Odmiany konstrukcyjne piast osi niehamowanej: a) kompletna piasta z czopem i łożyskiem [2]; b) piasta [8]



Ryc. 1.7. Dyszel wygięty, którego użycie umożliwia obniżenie wysokości ramy przyczepy względem jezdni [2]

Przyczepy lekkie, na ramie których montuje się specjalne oprzyrządowanie lub maszyny, wyposażane są w dyszle o regulowanej wysokości (ryc. 1.8). Stosując taki dyszel, przyczepę można połączyć z samochodem osobowym, a także możliwe jest sprzęganie głęboko pod skrzynią ładunkową samochodów ciężarowych. Dyszel takiej konstrukcji wyposażony jest w system szybkiej wymiany końcówki, dostosowanej do różnych typów zaczepów. Gdy przyczepa jest zaparkowana, dyszel można przestawić do pozycji pod kątem 90°. Takie pionowe ustawienie dyszla zmniejsza długość przyczepy i może wpływać na bezpieczeństwo ruchu pieszego lub obsługi, ponieważ w położeniu normalnym dyszel jest elementem wystającym, którego można nie zauważyć.



Ryc. 1.8. Dyszel o regulowanej wysokości, dodatkowo zapewniający możliwość wymiany końcówki [2]

Głowica zaczepowa montowana jest na końcu dyszla. Głowice pochodzące od różnych producentów posiadają taką samą konstrukcję mechanizmu umożliwiającego połączenie z zaczepem kulowym. Różnice dotyczą jedynie kształtu i przekroju poprzecznego tej części głowicy, która łączy się z dyszlem przyczepy (ryc. 1.9).



Ryc. 1.9. Głowica zaczepowa przystosowana do montażu na dyszlu typu V [19]

W przyczepach lekkich maksymalny nacisk na kulę zaczepu wynosi 750 N. Warunki jego montażu w pojeździe szczegółowo określa norma [5]. Według jej zapisów środek kuli powinien być usytuowany na wysokości od 350 mm do 420 mm mierzonej od powierzchni jezdni. W normie niemieckiej [3] podano, że odległość ta powinna się zawierać w przedziale 430 mm $\pm$ 35 mm. Normy te wynikają z ogólnych zapisów, zawartych w Dyrektywie 94/20/WE Parlamentu Europejskiego i Rady Europy [4].

Koło podporowe (ryc. 1.10) służy do utrzymywania przyczepy niesprzęgniętej z pojazdem w położeniu dyszla gotowym do sprzęgu. Umożliwia ono także łatwe ręczne przetaczanie przyczepy. Regulacja wysuwu koła z obudowy rurowej odbywa się za pomocą przekładni śrubowej napędzanej

korbą. Koło podporowe mocowane jest do dyszla za pomocą obejmy połączonej z nim nierozłącznie. Niekiedy koło instalowane jest do dyszla obejmą, która mocowana jest za pomocą połączenia śrubowego. Standardowe koło ma średnicę około 200 mm, a jego szerokość wynosi zwykle 50 mm. Nośność statyczna koła osiąga około 1500 N.



Ryc. 1.10. Koło podporowe wraz z obejmą [19]

1.2.2. Przyczepy o DMC przekraczającej 750 kg

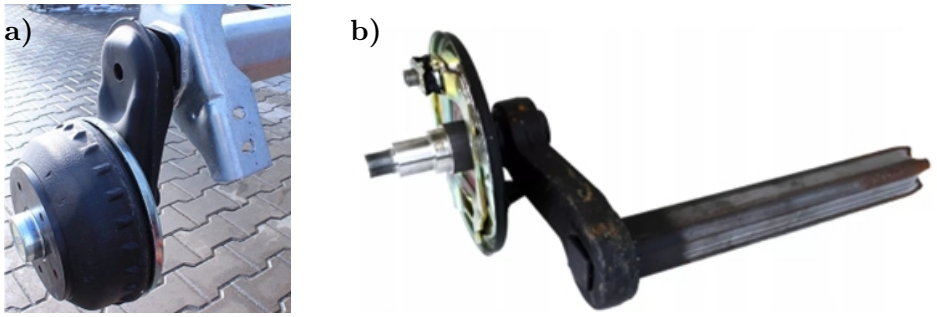
Nie ma formalnych powodów, dla których elementy stosowane w przyczepach o DMC większej niż 750 kg nie mogłyby być stosowane w konstrukcji przyczep lekkich. Fakt, że elementów omówionych w tym podrozdziale zwykle nie używa się do budowy lekkich przyczep, wynika przede wszystkim z potrzeby ograniczenia masy własnej pojazdów tej klasy.

Oś jezdna przyczep, których dopuszczalna masa całkowita jest większa od 750 kg, musi być hamowana. Podobnie jak w przypadku przyczepy lekkiej, głównymi elementami konstrukcyjnymi przyczep „ciężkich" są także: belka osi oraz wahacz. Jednak tutaj na wahaczu mocowana jest piasta z hamulcem szczękowym i bębnem, jak na rycinie 1.11. Osie takich przyczep wyposażone są ponadto w system sprężyn i amortyzatorów drgań, które to funkcje pełnią jednocześnie wałki gumowe.



Ryc. 1.11. Przykład osi jezdnej hamowanej, przeznaczonej do przyczepy o ładowności 1350 kg [2]

Widok wahacza z hamulcem bębnowym przedstawiono na rycinie 1.12a. Część czopa wahacza, która jest montowana wewnątrz kształtownika stanowiącego oś, jest widoczna z prawej strony ryciny 1.12b.

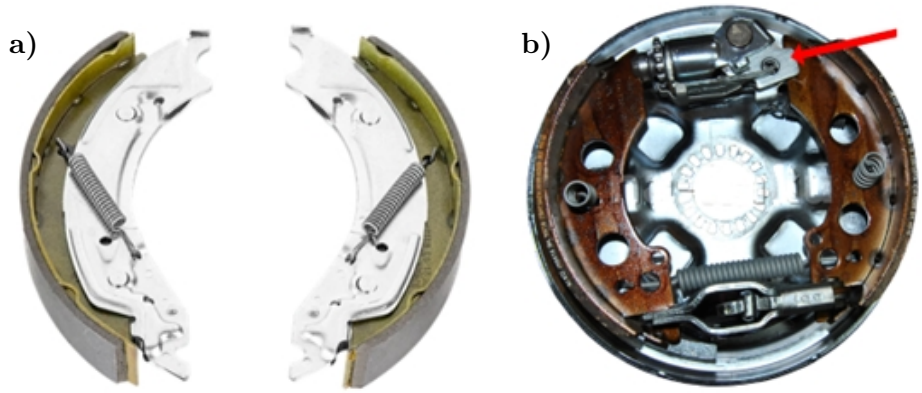


Ryc. 1.12. Szczegóły konstrukcyjne osi hamowanej: a) piasta z zamontowanym hamulcem bębnowym [2]; b) wahacz, widoczny czop o kształcie krzyżowym w przekroju poprzecznym [8]

Hamulec bębnowy składa się ze szczęk, działających w układzie simplex, które są uruchamiane za pomocą rozpieraka. Budowa takiego hamulca (ryc. 1.13) oraz sposób jego regulacji jest podobny jak w przypadku hamulców bębnowych stosowanych w pojazdach samochodowych.

Układ hamulcowy w przyczepie jest mechanizmem najazdowym (bezwładnościowym), którego elementy przedstawiono na rycinie 1.14. W skład urządzenia najazdowego wchodzą: głowica zaczepowa (ryc. 1.15a), przesuwny element sprężysty (tak zwane suwadło) oraz cięgno. Cięgno oddziałuje na dźwignię zwrotną, które napina linki Bowdena, a te uruchamiają mechanizmy hamujące. W momencie hamowania pojazdu ciągnącego przyczepa

zaczyna siłami bezwładności napierać dyszlem na zaczep kulowy samochodu, powodując wciskanie się suwadła w dyszlu przyczepy, co prowadzi do napinania się linek hamulca. Rozpierak połączony z linkami rozchyla szczęki hamulcowe tak, jak w przypadku uruchamiania hamulca pomocniczego (ręcznego) w samochodzie klasycznej konstrukcji. Mechanizm zaczyna dociskać szczęki cierne do powierzchni bębna. Wytwarza się siła hamująca, która powoduje zmniejszenie prędkości albo całkowite zatrzymanie przyczepy.

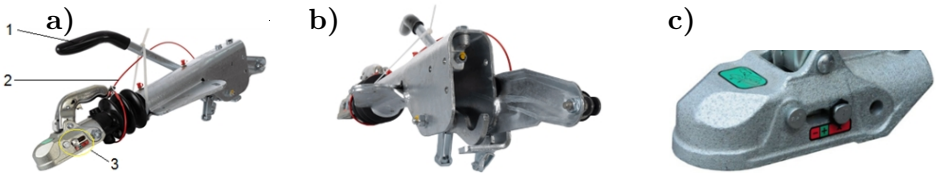


Ryc. 1.13. Szczegóły konstrukcyjne układu hamulcowego [2]: a) układ szczęk hamulcowych; b) zamontowany układ na piaście, strzałka wskazuje na automat cofania



Ryc. 1.14. Widok elementów najazdowego układu hamulcowego przyczepy [1]

Układ hamulcowy wyposażony jest także w mechanizm zwany automatem cofania (ryc. 1.13b). Umożliwia on cofanie pojazdu złączonego z przyczepą, jeżeli jest ona wyposażona w hamulec takiej konstrukcji. Automat ten ma za zadanie zapobieganie hamowaniu przyczepy w trakcie wykonywania manewru cofania, gdy siły bezwładności działające na zaczep mają taki sam zwrot, jak gdyby kierujący samochodem ciągnącym uruchomił hamulce.



Ryc. 1.15. Mechanizm sprzęgający: a) głowica zaczepowa zintegrowana z urządzeniem najazdowym [8]; b) widok od strony mocowania na dyszlu; c) wskaźnik bezpieczeństwa: 1 – dźwignia hamulca ręcznego, 2 – linka zabezpieczająca, 3 – wskaźnik bezpieczeństwa

Linka zabezpieczająca, potocznie zwana zrywką, ma za zadanie uruchomić hamulec ręczny przyczepy w sytuacji awaryjnej, gdyby pojazdy zestawu uległy rozłączeniu. Dlatego należy zwrócić uwagę na poprawne zamocowanie linki zabezpieczającej zarówno do urządzenia najazdowego, jak i do pojazdu ciągnącego. Integralną częścią zaczepu jest wskaźnik bezpieczeństwa na zaczepie kulowym (ryc. 1.15c). Jeżeli wskaźnik znajduje się w czerwonym polu oznaczonym symbolem „ – ”, oznacza to, że jedna z części sprzęgających uległa zużyciu i głowicę należy wymienić na nową. Prawidłowa eksploatacja urządzenia sprzęgającego polega na regularnym czyszczeniu i smarowaniu wszystkich jego części ruchomych. Przed każdym podczepieniem przyczepy do samochodu konieczne jest sprawdzenie obecności smaru w miejscu sprzęgania zaczepu z kulą i w razie potrzeby uzupełnienie go [10].

1.3. Współpraca zaczepu kulowego z głowicą

Terminologia związana z urządzeniami sprzęgającymi samochód z przyczepą przezeń ciągniętą jest liczna, lecz myląca, a często daleka od technicznej ścisłości [7]. Różne nazwy można też znaleźć w publikacjach anglojęzycznych. W tej pracy zdecydowano o użyciu czterech nazw (urządzenie łączące, głowica zaczepowa, urządzenie sprzęgające i zaczep kulowy), które można znaleźć w przepisach, a także w katalogach producentów.

Termin „urządzenie łączące” występuje w rozporządzeniu [11] w zdaniu „niezależnie od urządzenia łączącego przyczepa ta ma dodatkowe połączenie”. Treść ta oznacza, że urządzenie to przynależy do przyczepy i jest tożsame lub zawiera w sobie głowicę zaczepową (ang. *coupling head* [5]).

W rozporządzeniu [16] zapisano: „obciążenie pionowe urządzenia sprzęgającego nie może przekraczać 3000 kg z wyjątkiem zaczepu kulowego”. Oznacza to, że zaczep kulowy (ang. *ball neck*, a w normie [5] – *coupling ball*) jest jednym z rodzajów urządzeń sprzęgających.

Głowica zaczepowa przyczepy umożliwia złączenie ze sobą pojazdów w celu poruszania się po drodze jako całość. Elementy głowicy współpracują z zaczepem kulowym, który jest instalowany do pojazdu, tworząc połączenie ruchowe typu przegub kulowy. W celu zapewnienia odpowiedniej jego wytrzymałości, materiał zaczepu musi być kuty i ulepszany cieplnie. Ze względu na dość dużą średnicę części kulistej ($\varnothing 50\,\mathrm{mm}$), zaczep może być wykonany ze stali, która charakteryzuje się odpowiednią hartownością, jak np. popularna stal specjalna gatunku 42CrMo4. Odporność na zużycie współpracujących części jest tak zaprojektowana, żeby szybciej zużywały się elementy głowicy zaczepowej. Para kinematyczna zaczep-głowica ma trzy obrotowe stopnie swobody, przy czym dwa kąty obrotu są ograniczone przez konstrukcję elementów wchodzących w skład pary, a granice obrotu wokół osi pionowej są determinowane przez geometrię pojazdu i przyczepy.

Na tabliczce znamionowej zaczepu kulowego podane są wartości dwóch parametrów. Pierwszym z nich jest siła uciągu oznaczona literą D (ang. *drive*) i wartość wyrażona w kN. Siła nominalna D może mieć wartość zero w przypadku zaczepów, których przeznaczenie jest inne niż łączenie przyczepy, np. używanych do mocowania bagażnika rowerowego. Pojazd ciągnący powinien być wyposażony w zaczep, którego siłę uciągu D można obliczyć jako zależność od mas wyrażonych w kg:

$$D = \frac{9{,}81\,\mathrm{m\,s^{-2}}}{1000} \cdot \frac{DMC_{\mathrm{auto}} \cdot DMC_{\mathrm{przyczepa}}}{DMC_{\mathrm{auto}} + DMC_{\mathrm{przyczepa}}}, \tag{1.1}$$

gdzie:
DMC [kg] – dopuszczalna masa całkowita.

Drugim parametrem, charakteryzującym zaczep kulowy, jest nominalne obciążenie pionowe, oznaczone literą S (ang. *static*) na tabliczce znamionowej. Wartość tego obciążenia wyrażona jest w jednostce masy (kg) i oznacza nośność wynikającą z jego wytrzymałości. Więcej informacji, dotyczących konsekwencji praktycznych związanych z wartością tego parametru zaczepu, podano na stronie 98.

W celu uniknięcia przeciążenia konstrukcji pojazdu, spowodowanego literalnym stosowaniem nominalnych obciążeń zaczepu kulowego, samochód powinien być wyposażony w taki typ urządzenia sprzęgającego, którego charakterystyka nie przekracza wartości wynikających z homologacji pojazdu. Jest to powód, dla którego producenci samochodów zalecają instalowanie konkretnych modeli zaczepów kulowych do poszczególnych wersji wytwarzanych pojazdów.

1.4. Instalacja elektryczna

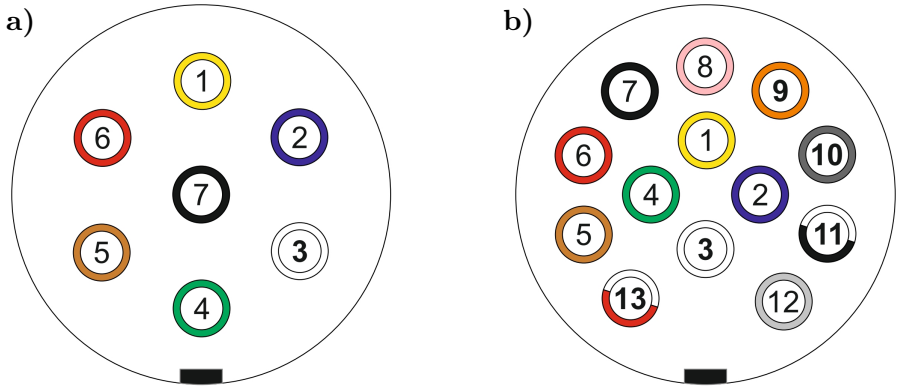
Wiązka elektryczna przyczepy zakończona jest wtyką, służącą do podłączenia instalacji elektrycznej przyczepy do instalacji pojazdu ciągnącego. Gniazdo oraz wtyka stanowią zakończenia wiązki elektrycznej, odpowiednio pojazdu i przyczepy. Każde z nich może zawierać 7 lub 13 styków (pinów), przy czym bezpośrednio można połączyć tylko taką parę, która ma taką samą liczbę pinów. W przypadku konieczności podłączenia wtyki do gniazda, które ma inną liczbę styków należy zastosować odpowiedni adapter (przejściówkę). Umożliwia on jednak uzyskanie tylko podstawowej funkcjonalności instalacji elektrycznej przyczepy, wyłącznie w zakresie zgodnym ze specyfikacją złącza 7-pinowego.

Przyczepa lekka może być wyposażona w instalację elektryczną zakończoną złączem 7-stykowym. W przyczepach o $DMC > 750\,\mathrm{kg}$ powinna być wykonana instalacja ze złączem 13-pinowym. Jeżeli konstrukcja lub przeznaczenie przyczepy tego wymaga, lepiej jest przewidzieć instalację bardziej uniwersalną i wyposażoną w złącze 13-stykowe. W takim przypadku, jeżeli przyczepa nie zawiera odbiorników standardowo przypisanych do odpowiednich pinów, niektóre styki z zakresu 9–13 mogą pozostawać niepodłączone we wtyce.

Schemat rozmieszczenia oraz sposób oznaczenia styków w gnieździe, a także we wtyce od strony łączenia przewodów, przedstawiono na rycinie 1.16. Złącze 13-pinowe jest zaprojektowane jako odporne na wilgoć, w przeciwieństwie do wcześniej używanych systemów łączenia instalacji elektrycznej pojazdu ciągnącego i przyczepy. Jest ono powszechnie wykorzystywane w Europie, między innymi ze względu na zabezpieczenie przed samoczynnym rozłączeniem, co zapewnia obrotowy mechanizm blokujący.

Każda z żył przewodu przyczepy ma za zadanie zapewnienie zasilania określonego obwodu (tab. 1.1) w sposób kontrolowany przez kierującego zespołem pojazdów. W celu jednoznacznej identyfikacji żył oraz ułatwienia diagnostyki działania instalacji, zaleca się, aby izolacja poszczególnych żył charakteryzowała się inną barwą. Do każdej wtyczki i do gniazda powinien być dołączony schemat z oznaczeniem przeznaczenia pinów. Oprócz oznaczenia barwnego, na schematach instalacji elektrycznej pojazdów i przyczep stosuje się również kodowanie przewodów, obwodów i pinów, które stanowi dodatkowy element ułatwiający prawidłowe podpięcie kabli do wtyki i do gniazda.

Przewodów podłączonych do pinów 3, 11 i 13 w złączu trzynastopinowym (tab. 1.1 i ryc. 1.16b) nie można łączyć. Gdyby nie zastosować się do tego zalecenia, to prowadziłoby do zwarcia uziemienia.



Ryc. 1.16. Schemat numeracji pinów w gnieździe samochodowego złącza elektrycznego oraz we wtyce przyczepy od strony łączenia kabla: a) siedmiopinowych; b) trzynastopinowych. Czcionką pogrubioną oznaczono żyły o zalecanym minimalnym polu powierzchni przekroju $S = \mathbf{2{,}5\,mm^2}$; przekrój pozostałych żył – $S = \mathbf{1{,}5\,mm^2}$

Żył podłączonych do styków 5 i 7 (tab. 1.1 i ryc. 1.16) nie można łączyć, ponieważ niektóre pojazdy silnikowe konstrukcyjnie wyposażone są w niezależne sterowanie światłami pozycyjnymi (postojowymi) z każdej strony pojazdu. Wynika to z przepisów [22], według których – między innymi podczas postoju – w pojeździe niezłączonym z przyczepą lub w zespole pojazdów o długości nieprzekraczającej 6 m dopuszczone jest załączanie świateł postojowych jedynie od strony środka jezdni.

Przeznaczenie styku 12 (tab. 1.1 i ryc. 1.16b) zostało określone w aktualizacji normy [6] wprowadzonej w 2012 roku. We wcześniejszych konstrukcjach połączenie przez ten pin mogło być wykorzystywane do różnych celów.

Niektóre konstrukcje przyczep mają bardziej rozbudowane oświetlenie pozycyjne. Wtedy do styku 5 podłącza się również występujące z prawej strony pojazdu:

- światło pozycyjne przednie białe,
- boczne światła pozycyjne pomarańczowe,
- światła obrysowe,
- lampę oświetlającą prawą część tablicy rejestracyjnej, jeżeli przyczepa jest wyposażona w dwie takie lampy.

Zasady te stosuje się także do pinu 7 z tym, że zasila się poprzez niego lampy znajdujące się z lewej strony pojazdu. W przyczepie, która jest wyposażona

w tylko jedną lampę oświetlającą tablicę rejestracyjną, zasila się ją poprzez pin oznaczony cyfrą 5.

Tab. 1.1. Zalecane charakterystyczne cechy żył (we wtyce przyczepy podłączanej do gniazda pojazdu) oraz ich funkcjonalność [6, 12, 21]

Numer pinu na ryc.		Oznaczenie na schemacie instalacji	Barwa izolacji żyły	Przeznaczenie
1.16a	1.16b			
1	1	L	żółta	kierunkowskaz lewy
2	2	54G	niebieska	światło przeciwmgłowe
3	3	31	biała*	masa†‡
4	4	R	zielona	kierunkowskaz prawy
5	5	58R	brązowa	światła pozycyjne prawe
6	6	54	czerwona	światła stop
7	7	58L	czarna	światła pozycyjne lewe
	8		różowa	światło cofania
	9	30	pomarańczowa	napięcie dostępne ciągle
	10	15	szara	napięcie po załączeniu zapłonu
	11	31	czarno-biała	masa dla pinu 10
	12		jasnoszara	test masy przyczepy
	13	31	czerwono-biała	masa dla pinu 9

* – w złączu 7-pinowym (ryc. 1.16a) może być szara
† – w 7-pinowym (ryc. 1.16a) złączu jest podłączana do ramy przyczepy
‡ – w złączu 13-pinowym (ryc. 1.16b) – tylko dla pinów 1–8

Zalecane minimalne przekroje przewodów podłączonych do pinów 1–2, 4–8 i 12 (ryc. 1.16) wynoszą $S = 1{,}5\,\mathrm{mm}^2$. Pozostałe żyły powinny mieć pole przekroju nie mniejsze niż $S = 2{,}5\,\mathrm{mm}^2$. Maksymalną wartość prądu, którym można obciążyć jedną żyłę instalacji elektrycznej przyczepy, można obliczyć ze wzoru:

$$I_{\max} = \frac{S \cdot \sigma \cdot \Delta U}{2 \cdot L}, \tag{1.2}$$

gdzie:
$I_{\max}$ [A] – maksymalne natężenie prądu,
S [mm^2] – pole przekroju poprzecznego żyły,
σ [$\mathrm{S\,m}^{-1}$] – przewodność elektryczna właściwa,
ΔU [V] – dopuszczalny spadek napięcia na przewodzie,
L [m] – długość przewodu od źródła zasilania do odbiornika.
Do obliczeń maksymalnego obciążenia prądowego żyły można założyć, że:

- pola przekroju żyły napięciowej i masowej są takie same,
- akumulator jest umieszczony w przedziale silnikowym samochodu,
- długość kabla od akumulatora do tablicy rejestracyjnej przyczepy wynosi $L \approx 10\,\mathrm{m}$,
- akceptowalny spadek napięcia, spowodowany długością przewodu elektrycznego nie powinien przekraczać $4\,\%$, co przy napięciu znamionowym akumulatora samochodowego wynoszącym $U = 12\,\mathrm{V}$ oznacza nie więcej niż $\Delta U = 0{,}5\,\mathrm{V}$,
- żyły kabla są wykonane z miedzi, która charakteryzuje się przewodnością elektryczną właściwą (konduktywnością) $\sigma = 5{,}8 \cdot 10^7\,\mathrm{S\,m^{-1}}$.

1.5. Uwagi projektowe i eksploatacyjne

Rynek przyczep lekkich jest dość rozwinięty w tym sensie, że oferowanych jest wiele konstrukcji specjalizowanych, które zaspokajają szeroki wachlarz zapotrzebowania. Warto zastanowić się, czy można zaoferować inny produkt, który byłby odpowiedzią na niszowe zastosowanie przyczepy lekkiej. Rozważania takie można rozpocząć od odpowiedzi na pytanie: jakim wymaganiom transportowanego ładunku można sprostać łatwiej i/lub taniej i/lub w bardziej ekologiczny sposób, używając przyczepy zamiast zamkniętego nadwozia małego samochodu ciężarowego?

Jeżeli przewożony ładunek nie ma specjalnych wymagań i jego masa nie przekracza pionowego obciążenia sprzęgu, to zaczep kulowy zamontowany do pojazdu można wykorzystać w inny sposób. Warto rozważyć umieszczenie na zaczepie pojemnika (skrzynki; ang. *box*), który zapewnia zamkniętą przestrzeń przeznaczoną do przewozu różnych ładunków, w tym o nietypowym kształcie. Inną opcją jest możliwość zamontowania otwartej konstrukcji nazywanej bazą lub adapterem, który rozszerza funkcjonalność pojazdu wyposażonego w zaczep kulowy.

Literatura

[1] A2B Trailers PTY Ltd., *A2B Trailers – European Quality Trailer import & sales*. https://www.a2btrailers.com.au/ (dostęp 1.09.2025).

[2] Al-Ko Technology Polska Sp. z o.o., *AL-KO Technika pojazdowa dla przyczep*. https://www.alko-tech.com/pl_pl (dostęp 1.09.2025).

[3] DIN 74058:1988, *Kupplungskugel; Masse, Freiraeume*.

[4] Dyrektywa 94/20/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 30 maja 1994 r. odnosząca się do mechanicznych urządzeń sprzęgających pojazdów silnikowych i ich przyczep oraz systemów ich mocowania do tych pojazdów.

[5] ISO 1103:2007, *Road vehicles – Coupling balls for caravans and light trailers – Dimensions*.

[6] ISO 11446-2:2012, *Road vehicles — Connectors for the electrical connection of towing and towed vehicles. Part 2: 13-pole connectors for vehicles with* 12 V *nominal supply voltage intended to cross water fords*.

[7] Kąkol M., Lozia Z. i Piłatowicz R., *Urządzenia sprzęgające samochód z przyczepą-opis wymagań oraz przegląd rozwiązań podatnych i mierzących obciążenie statyczne*. „Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej – Transport" 138 (2024), s. 19–34. DOI: 10.5604/01.3001.0054.5450.

[8] Knott Sp. z o.o, *Przyczepy – Knott*. https://www.knott.pl/przyczepy/ (dostęp 1.09.2025).

[9] Kubicka-Żach K., *Pojazd specjalny – kwalifikacja pojazdu do zwolnienia od podatku. Pojazd specjalny ma być wykorzystywany do określonego zadania*. https://www.prawo.pl/samorzad/pojazd-specjalny-kwalifikacja-pojazdu-do-zwolnienia-od-podatku,85712.html (dostęp 1.09.2025).

[10] Na Haku Sp. z o.o., *Części do przyczep samochodowych, akcesoria do przyczepki, lawety*. https://www.na-haku.eu/ (dostęp 1.09.2025).

[11] Obwieszczenie Ministra Infrastruktury z dnia 4 kwietnia 2024 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu rozporządzenia Ministra Infrastruktury w sprawie warunków technicznych pojazdów oraz zakresu ich niezbędnego wyposażenia. Dz. U. z 2024 r. poz. 502.

[12] PN-ISO 1724:2006, *Pojazdy drogowe – Złącza elektryczne między pojazdami ciągnącymi i ciągniętymi – Złącza 7-stykowe typu 12 N (normalne) do pojazdów o znamionowym napięciu zasilania* 12 V.

[13] Publications Office of the European Union, *Rozporządzenie wykonawcze – 2021/535 – EN – EUR-Lex*. https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/TXT/PDF/?uri=CELEX:32021R0535&qid=1728905367995 (dostęp 1.09.2025).

[14] Publications Office of the European Union, *Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2018/858*. https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/TXT/PDF/?uri=CELEX:32018R0858 (dostęp 1.09.2025).

[15] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 2 sierpnia 2023 r. w sprawie homologacji typu pojazdu. Dz. U. z 2023 r. poz. 1651.

[16] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 2 sierpnia 2023 r. w sprawie indywidualnego dopuszczenia pojazdu. Dz. U. z 2023 r. poz. 1715.

[17] Sieć Badawcza Łukasiewicz Przemysłowy Instytut Motoryzacji, *Nadanie kodu WMI (VIN) – Łukasiewicz*. https://pimot.lukasiewicz.gov.pl/struktura/dzial-homologacji-i-certyfikacji-2/sekcja-homologacji/nadanie-kod-wmi/ (dostęp 1.09.2025).

[18] Transportowy Dozór Techniczny, *Wykaz służb technicznych przeprowadzających badania homologacyjne, wyznaczonych w drodze decyzji administracyjnej przez Dyrektora TDT*. https://www.tdt.gov.pl/dzialalnosc/homologacja-opis/wykaz-sluzb-technicznych/ (dostęp 1.09.2025).

[19] Unitrailer Sp. z o.o., *Części i akcesoria do przyczep samochodowych Unitrailer*. https://unitrailer.pl/ (dostęp 1.09.2025).

[20] Ustawa o podatkach i opłatach lokalnych. Dz. U. z 1991 r. poz. 31.

[21] Ustawa o systemach homologacji pojazdów oraz ich wyposażenia. Dz. U. z 2023 r. poz. 919.

[22] Ustawa Prawo o ruchu drogowym. Dz. U. z 1997 r. nr 98 poz. 602.

2. Przypadki obciążenia ramy przyczepy

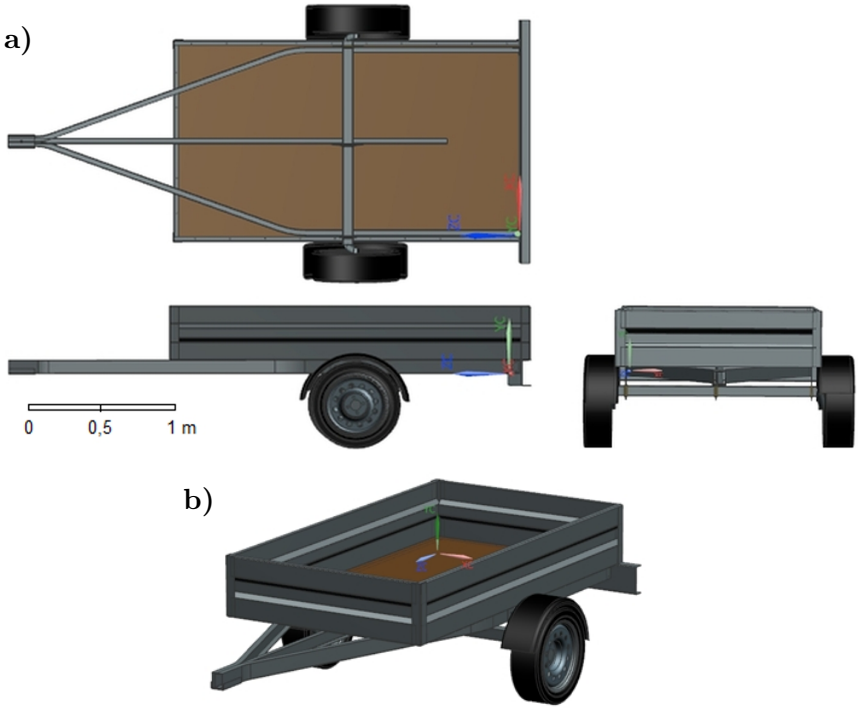
Podstawowym wyróżnikiem prawidłowo zaprojektowanej przyczepy samochodowej jest wytrzymałość jej ramy. Przyczepy niekiedy są przeładowane lub ich ładunek jest nierównomiernie rozmieszczony na platformie. Wykonanie ramy nośnej wymaga wiedzy i doświadczenia projektanta, który przy presji na obniżenie ceny i masy gotowego produktu, dąży do używania w konstrukcji profili o mniejszym polu przekroju poprzecznego. W rozdziale tym zamieszczono wyniki badań numerycznych, mających na celu sprawdzenie prawidłowości konstrukcji przy jej założonej nośności. Zadanie to sprowadza się do identyfikacji miejsc, w których generowane są największe wartości naprężenia podczas obciążenia ładunkiem o dopuszczalnej masie. Kolejne zagadnienie polega na sprawdzeniu, jak zmienia się wytrzymałość ramy podczas jej przeciążania.

2.1. Model przyczepy poddanej analizie

Analizy wytrzymałościowe przeprowadzono w oparciu o model bryłowy wykonany na podstawie szacunkowych wymiarów jednej z seryjnie produkowanych przyczep lekkich. Jego wymiary gabarytowe (długość × szerokość × wysokość) wynoszą 3460 mm × 1750 mm × 1100 mm. Model tej przyczepy przedstawiono na rycinie 2.1.

Rama (ryc. 2.2) składa się z dwóch podłużnic zewnętrznych *1*, jednej podłużnicy centralnej *2* oraz dwóch belek poprzecznych *3* i *5*. Podłużnice zewnętrzne wygięte są w kierunku osi symetrii przyczepy, gdzie łączą się z podłużnicą centralną *6*. Powstały w ten sposób węzeł konstrukcyjny nosi nazwę dyszla strzałkowego. Środkowa belka poprzeczna *3* wykonana jest z profilu o przekroju prostokątnym i stanowi ona jednocześnie oś kół jezdnych przyczepy. Belka mocowana jest do podłużnic za pomocą elementów płaskich *4*, nazywanych też wspornikami osi, za pomocą połączeń śrubowych. W przyczepie nie zainstalowano amortyzatorów. Można przyjąć, że oś jezdna jest osią skrętną (patrz ryc. 1.4), w której pomiędzy czopem wahacza a wewnętrzną powierzchnią osi znajdują się gumowe elementy amortyzujące. Założenie to nie ma jednak znaczenia w dalszych rozważaniach prowadzonych tutaj, bowiem przedmiotem analizy była rama przyczepy bez elementów podatnych. Burty mogą zostać wykonane z blachy profilowanej, co zapewnia wzmocnienie ich konstrukcji oraz zwiększa ich wytrzymałość na wgniecenia, które

mogłyby powstawać w czasie eksploatacji przyczepy. Podłogę może stanowić płyta, wykonana z jednego arkusza sklejki drewnianej o wymiarach 2020 mm × 1140 mm × 10 mm.



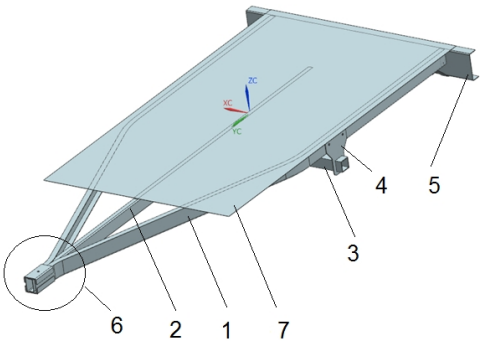
Ryc. 2.1. Model bryłowy analizowanej przyczepy: a) rzuty prostokątne; b) rzut aksonometryczny

W projektowanej przyczepie należy wyróżnić następujące elementy konstrukcyjno-technologiczne ramy (ryc. 2.2):

- podłużnice zewnętrzne *1*, o przekroju poprzecznym ceowym i wymiarach 80 mm × 30 mm, wykonane z blachy stalowej o grubości 3 mm, giętej na gorąco,
- podłużnicę centralną *2*, o przekroju poprzecznym ceowym i wymiarach 70 mm × 30 mm × 3 mm, wykonaną z giętej blachy stalowej,
- belkę zderzaka *5*, wykonaną z blachy stalowej giętej do profilu ceowego, o wymiarach 145 mm × 50 mm × 3 mm,

- profil zamknięty o przekroju prostokątnym 60 mm × 60 mm × 4 mm, stanowiący oś *3* przyczepy,
- mocowanie osi *4* wykonane z blachy stalowej o grubości 4 mm.

Wszystkie wyżej wymienione elementy można wykonać ze stali gatunku S235JR [3]. Jest to niskowęglowa stal konstrukcyjna niestopowa, przeznaczona do wytwarzania wyrobów walcowanych. Jej zaletą, ważną w kontekście konstrukcji przyczepy, jest możliwość spawania.



Ryc. 2.2. Model bryłowy analizowanej ramy: 1 – podłużnica zewnętrzna, 2 – podłużnica centralna, 3 – oś jezdna, 4 – wspornik osi, 5 – belka zderzaka, 6 – dyszel strzałkowy, 7 – podłoga

2.2. Analiza wytrzymałościowa ramy

Analiza wytrzymałościowa została wykonana z wykorzystaniem metody elementów skończonych, za pomocą aplikacji Nastran 11, będącej częścią oprogramowania CAE NX11. Do modelu ramy, przedstawionego na rycinie 2.2, został przypisany materiał (stal S235JR), a następnie nałożono siatkę elementów o kształcie tetragonalnym Ctetra 10. Utworzono łącznie 201 638 elementów skończonych o średnim wymiarze 12 mm. Liczba węzłów w siatce łącznie wynosiła 475 601. Parametry materiału ramy zestawione informacyjnie w programie Nastran NX zamieszczono w tabeli 2.1.

Analiza wytrzymałościowa została przeprowadzona osobno dla każdego z trzech modeli obciążenia ramy:

- ciągłego, rozmieszczonego równomiernie na całej powierzchni podłogi skrzyni ładunkowej *7* (ryc. 2.2),

- ciągłego, działającego na wydzielonej części powierzchni podłogi,
- obciążenia ramy powstającego w wyniku przewrócenia przyczepy wraz z zamocowanym na jej skrzyni ładunkiem.

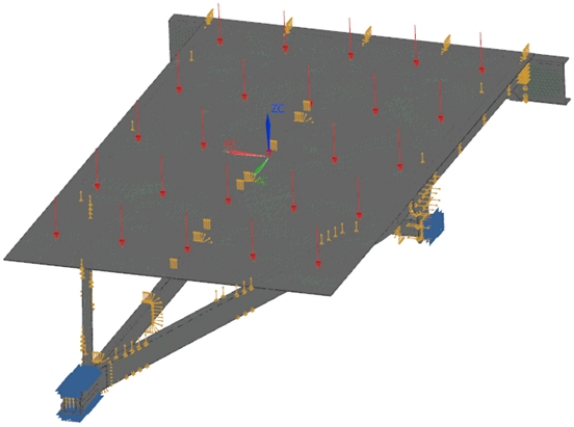
Tab. 2.1. Właściwości materiału przypisanego do ramy przyczepy. Uporządkowanie i nomenklatura zgodne z Nastran NX

Informacje o materiale	
Cecha	**Nazwa/ wartość i jednostka**
Materiał z biblioteki	: Steel-Rolled
Kategoria	: METAL
Podkategoria	: Alloy steel
Gęstość masy (RHO)	: 7.85e-006kg/mm^3
======== Mechaniczne	
Moduł Younga (E)	: 206000000mN/mm^2 (kPa)
Współczynnik Poissona (NU)	: 0.3
Typ nieliniowości (TYP)	: 1
Kryterium funkcji plastyczności (YF)	: 1
Reguła wzmocnienia (HR)	: 1
Początkowy punkt plastyczności (LIMIT1)	: 235000mN/mm^2 (kPa)
======== Wytrzymałość	
Granica plastyczności	: 235000mN/mm^2 (kPa)
Wytrzymałość na rozciąganie	: 340000mN/mm^2 (kPa)
Współczynnik anizotropii plastycznej	: 1.88
Początkowe odkształcenie	: 0.02mm/mm
Wykładnik wzmocnienia	: 0.22
Współczynnik wytrzymałości	: 686.7662N/mm^2 (MPa)
R0	: 2.3
R45	: 2.8
R90	: 3.1

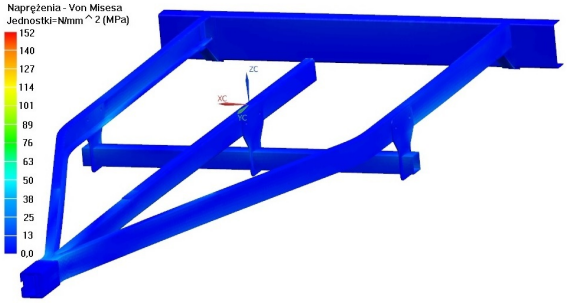
2.2.1. Równomierne obciążenie na całej powierzchni podłogi

W przypadku równomiernego obciążenia skrzyni ładunkowej na całej powierzchni jej podłogi $A = 2{,}3\,\mathrm{m}^2$, w modelu dyskretnym (ryc. 2.3) dodano nacisk odpowiadający dopuszczalnej ładowności. Przyczepa klasyfikowana jest jako lekka, a więc jej dopuszczalna masa całkowita nie może przekraczać 750 kg. Z uwagi na tę masę przyczepy, maksymalny ładunek ograniczony został do 640 kg. Rama została utwierdzona w trzech punktach podparcia:

na przodzie, w miejscu zaczepu kulowego oraz na obydwu końcach osi kół jezdnych.



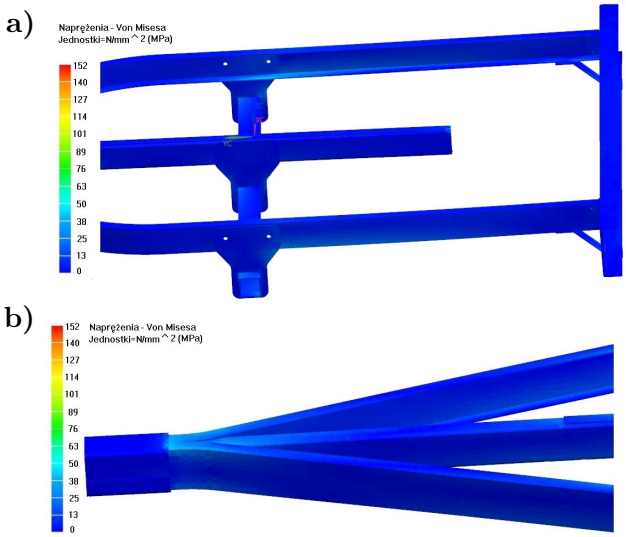
Ryc. 2.3. Model dyskretny ramy z obciążeniem rozmieszczonym równomiernie na całej powierzchni ładunkowej



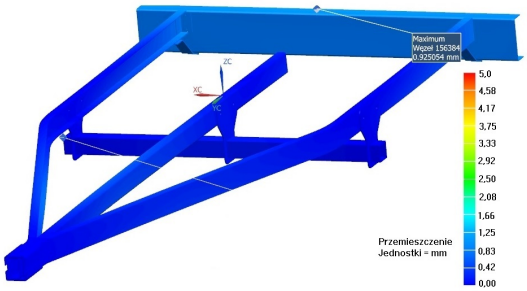
Ryc. 2.4. Wyniki analizy MES – naprężenia ramy przy obciążeniu siłą 6400 N, rozłożonym równomiernie na całej powierzchni podłogi

Mapa naprężeń (ryc. 2.4) wskazuje, że największe ich wartości występują na dolnych powierzchniach podłużnic, w miejscu łączenia z belką poprzeczną osi (ryc. 2.5a). W wyniku obliczeń wykazano, że największa wartość naprężeń zredukowanych wynosi około $\sigma_{\text{red}} = 53\,\text{MPa}$. Węzłem, w którym powstają podobnej wartości naprężenia, jest miejsce łączenia podłużnic w okolicach dyszla (ryc. 2.5b). Uzyskane wartości wskazują, że przy uwzględnieniu obciążenia odpowiadającego dopuszczalnej ładowności w żadnym z przekrojów nie dojdzie do przekroczenia granicy plastyczności. Dla zaproponowanego materiału konstrukcyjnego, którym była stal S235JR, granica ta jest kilkakrotnie większa i wynosi 235 MPa.

Największe przemieszczenie ramy o wartości $u \approx 1{,}0\,\text{mm}$ zidentyfikowano w belce zderzaka (ryc. 2.6). Położenie miejsca występowania największego przemieszczenia ramy nie jest zaskoczeniem, ponieważ belka ta jest najbardziej odległa od przyjętych w modelu punktów podparcia konstrukcji.



Ryc. 2.5. Wyniki analizy MES – zbliżenie na miejsce największych wartości naprężeń: a) w węzłach mocowania osi; b) w okolicy dyszla

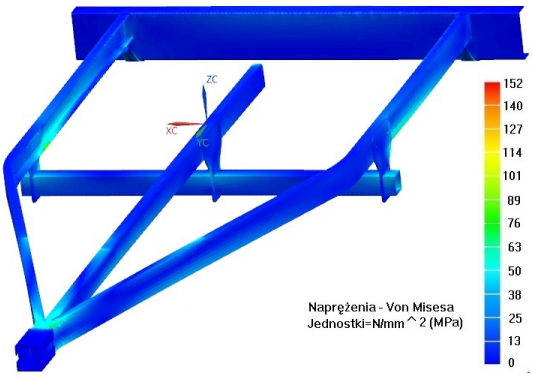


Ryc. 2.6. Wyniki analizy MES – odkształcenia ramy przy obciążeniu siłą 6400 N rozłożonym równomiernie na całej powierzchni podłogi

Kolejną analizę, ponownie wykorzystującą równomierne obciążenie skrzyni ładunkowej, przeprowadzono dla przypadku przekroczenia dopuszczalnej ładowności. Sytuacja taka może zdarzyć się na przykład przy załadowaniu materiału sypkiego na przyczepę, której na czas załadunku nie można ustawić

na wadze. Jeżeli wysokość ładunku sięga górnej krawędzi burt, to powoduje obciążenie ramy siłą o wartości około 2,5 razy większej niż dopuszczalna. Jest to oczywiście ekstremalny, choć ciekawy obliczeniowo, przypadek obciążenia i raczej niespotykany w rzeczywistości, ponieważ świadczyłby o niskiej kulturze technicznej.

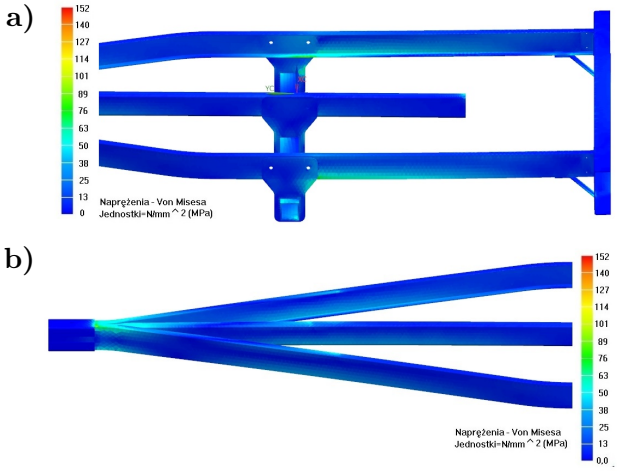
Mapy naprężeń dla takiego przypadku znacznego przeciążenia konstrukcji przyczepy zamieszczono na rycinach 2.7 i 2.8. Można zauważyć, że miejsca, gdzie występują maksymalne wartości naprężeń zredukowanych pozostają takie same, jak w przypadku równomiernego obciążenia ładunkiem, gdy nie przekraczał on dopuszczalnej nośności przyczepy (ryc. 2.5 i 2.6). W tym przypadku jednak, w obszarach łączenia podłużnic z osią, generowane są naprężenia zredukowane o wartości znacznie większej $\sigma_{\mathrm{red}} \approx 134\,\mathrm{MPa}$.



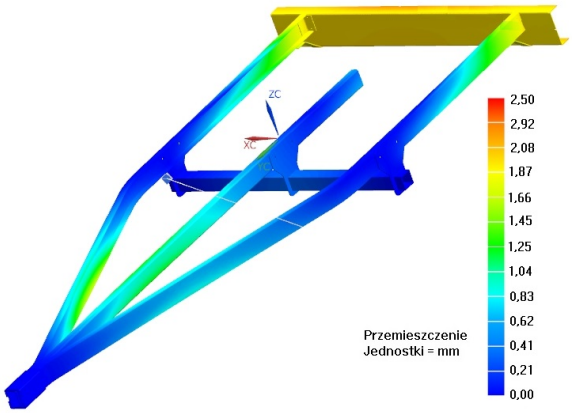
Ryc. 2.7. Naprężenia w materiale ramy przy obciążeniu równym 16 000 N, występującym na całej powierzchni załadowczej przyczepy

Zwiększeniu uległy naprężenia w miejscu łączenia podłużnic i mocowania uchwytu dyszla do zaczepu kulowego. Maksymalne wartości naprężeń, widoczne na rycinie 2.8b, wynoszą $\sigma_{\mathrm{red}} = 88\,\mathrm{MPa}$. W porównaniu z granicą plastyczności stali konstrukcyjnej S235JR są one znacznie mniejsze.

Ogólnie zwiększenie obciążenia do 250 % (wynikające ze znacznego przeciążenia przyczepy ładunkiem) powoduje proporcjonalne zwiększenie naprężeń zredukowanych w porównywanych przekrojach profili o około 248 %. Te zbliżone wartości procentowe są jednym ze wskaźników, który świadczy o tym, że model został przygotowany prawidłowo.



Ryc. 2.8. Wyniki analizy MES – zbliżenie na miejsce największych wartości naprężeń: a) w węzłach mocowania osi; b) w okolicy dyszla



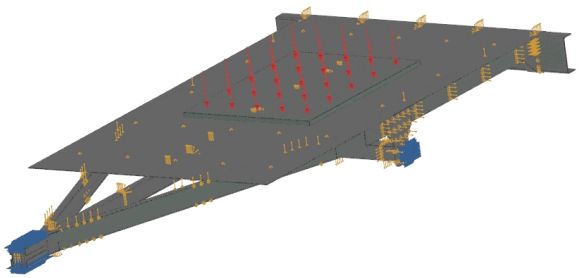
Ryc. 2.9. Przemieszczenia ramy przy obciążeniu 16 000 N rozłożonym równomiernie na całej powierzchni podłogi przyczepy

Przemieszczenia, jakie powstają w ramie przy obciążeniu ciągłym siłą łączną o wartości 16 000 N, zobrazowane zostały na rycinie 2.9. Obszary o maksymalnych przemieszczeniach nie zmieniły się w porównaniu do obserwowanych przy obciążeniu dopuszczalnym (6400 N). Wartość przemieszczenia belki zderzaka wynosi teraz $u = 2{,}3$ mm. Zwiększenie wartości przemieszczeń zaobserwowano na dolnych powierzchniach podłużnic zewnętrznych, zarówno na odcinakach łączących się z belką zderzaka, jak i w obszarze dyszla strzałkowego. Obszary o maksymalnych przemieszczeniach są zgodne

z adekwatnymi modelami deformacji belek jednostronnie i dwustronnie podpartych.

2.2.2. Obciążenie podłogi na ograniczonym obszarze

Drugi rozpatrywany przypadek odpowiada sytuacji, kiedy przyczepa obciążona jest ładunkiem umieszczonym lokalnie, w centralnej części powierzchni ładunkowej. Do analizy został wybrany przypadek umieszczenia ładunku, o ciężarze 6300 N, na jednostce ładunkowej o powierzchni połowy palety, wykonanej według normy [5]. Ładunek taki jest dość powszechny, np. w odniesieniu do formowania ładunków spaletyzowanych z bloczków fundamentowych. Składa się on z 30 sztuk bloczków, których łączny ciężar wynosi około 6300 N. Na rycinie 2.10 przedstawiono model dyskretny przyczepy z wyodrębnioną powierzchnią w części środkowej platformy, gdzie przyłożono obciążenie ciągłe. Rama została utwierdzona w trzech miejscach podporami stałymi, co odpowiada usunięciu wszystkich stopni swobody. Analizowano przypadek obciążenia statycznego.



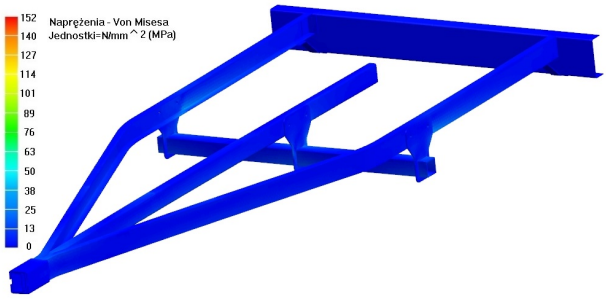
Ryc. 2.10. Model dyskretny dla przypadku analizy obciążenia przyczepy ładunkiem skupionym na powierzchni odpowiadającej połowie europalety

Naprężenia generowane w ramie w tym wariancie obciążenia osiągają niewielkie wartości. Największą ich wartość $\sigma_{\text{red}} = 36\,\text{MPa}$ odnotowano na powierzchniach dolnych podłużnic, za punktami mocowania osi kół jezdnych. Mapę rozkładu naprężeń przedstawiono na rycinie 2.11, a wspomniana wartość znajduje się poniżej połowy barwnej skali.

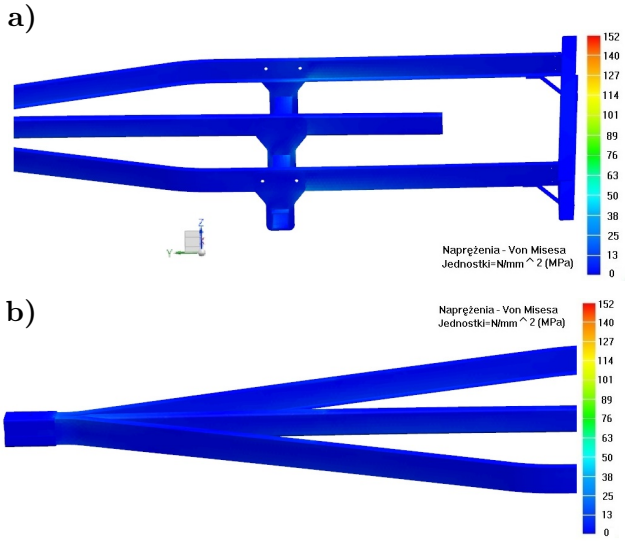
Wartości naprężeń w obszarze dyszla (ryc. 2.12b) nie zwiększyły się. Są takie same jak we wcześniej rozpatrywanym przypadku równomiernego obciążenia ładunkiem o podobnej masie 640 kg, który zaprezentowano na rycinie 2.6b.

Obszary występowania charakterystycznych przemieszczeń elementów konstrukcyjnych przyczepy również nie zmieniły położenia. Największe prze-

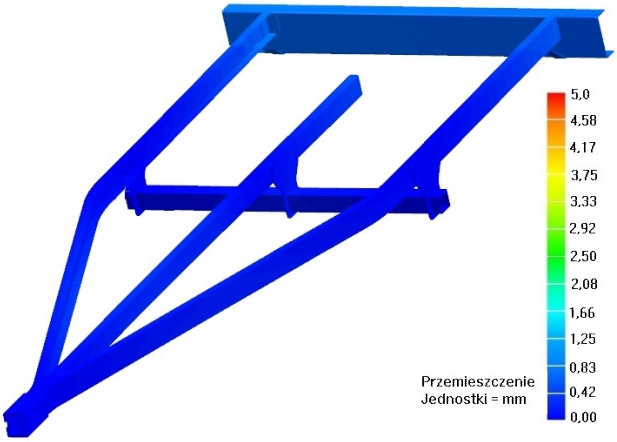
mieszczenia występują w miejscu mocowania belki zderzaka, co przedstawiono na rycinie 2.13. Ich wartość osiąga tam $u \approx 0{,}74\,\mathrm{mm}$.



Ryc. 2.11. Wyniki analizy MES – naprężenia w przypadku obciążenia przyczepy ładunkiem skupionym w opakowaniu o powierzchni połowy europalety przy obciążeniu siłą o wartości 6300 N



Ryc. 2.12. Rozkład naprężeń w przypadku obciążenia przyczepy ładunkiem w opakowaniu o powierzchni połowy europalety i obciążeniu łącznym 6300 N: a) miejsce największych wartości naprężeń w węzłach mocowania osi; b) w okolicy dyszla



Ryc. 2.13. Mapa przemieszczeń uzyskanych w wyniku analizy MES dla przypadku obciążenia przyczepy ładunkiem na powierzchni połowy europalety, przy obciążeniu o wartości 6300 N

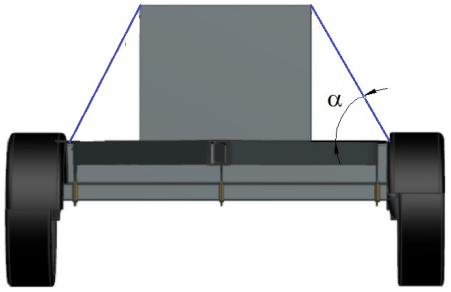
2.2.3. Szczególny przypadek przewrócenia przyczepy

W analizowanym tutaj przypadku obciążenia przyjęto, że na przyczepie znajduje się ładunek o masie $m = 640\,\mathrm{kg}$ umieszczony na europalecie. Środek ciężkości ładunku zlokalizowany jest nad osią przyczepy. Zgodnie z wymogami ładunek jest unieruchomiony za pomocą pasa mocującego w sposób przedstawiony na rycinie 2.14. Założono, że tak załadowana przyczepa ulega przewróceniu na bok. Chociaż nie musi być to układ stabilny, to w takim położeniu przyczepy sposób obciążenia elementów konstrukcyjnych jest zupełnie inny niż podczas normalnego usytuowania pojazdu na kołach. Analizę tę przeprowadzono właśnie ze względu na ten nietypowy sposób działania sił. O tym, że nie jest to jedynie ćwiczenie rachunkowe świadczy fakt, że utwierdzanie ładunków na czas ich przewożenia pojazdami jest przedmiotem norm z grupy PN-EN 12195-X, dotyczących bezpieczeństwa transportu.

Już podczas napinania pasa mocującego ładunek powstaje w nim siła naciągu F_T, która występuje również w punkcie mocowania, znajdującym się na ramie przyczepy. Siła naciągu F_T tego pasa może zostać obliczona ze wzoru (2.1) i wynika z konieczności zapobieżenia przesunięciu ładunku do przodu podczas hamowania zespołu pojazdów. Zarówno ten wzór, jak i metodyka dalszych obliczeń została podana w normie [4], a inne przykłady ich zastosowania w praktyce można prześledzić analizując publikacje [1, 2].

$$F_T = \frac{C_x - \mu}{\mu \cdot \sin(\alpha)} \cdot \frac{F_g}{1{,}5}, \tag{2.1}$$

gdzie:
F_T [N] – siła naciągu pasa mocującego ładunek na przyczepie,
C_x [–] – współczynnik przemieszczenia ładunku do przodu = 0,8,
μ [–] – współczynnik tarcia pary ładunek (metal) – podłoga (tarcica),
F_g [N] – siła ciężkości ładunku znajdującego się na przyczepie,
α [°] – kąt mocowania pasa, pokazany na rycinie 2.14.



Ryc. 2.14. Sposób zamocowania ładunku na przyczepie samochodowej

Można przyjąć, że współczynnik tarcia metalowego ładunku o podłogę wykonaną ze sklejki (tarcica) wynosi $\mu = 0{,}4$. Wartość siły ciężkości F_g, wynikającą z masy ładunku mocowanego do ramy przyczepy, można zaokrąglić w górę:

$$F_g = m \cdot g = 640\,\mathrm{m} \cdot 9{,}81\,\mathrm{m\,s^{-2}} = 6278{,}4\,\mathrm{N} \approx 6280\,\mathrm{N}. \tag{2.2}$$

Po podstawieniu tej wartości do wzoru (2.1) otrzymujemy:

$$F_T = \frac{0{,}8 - 0{,}4}{0{,}4 \cdot \sin(60°)} \cdot \frac{6280\,\mathrm{N}}{1{,}5} = 4834{,}35\,\mathrm{N} \approx 4835\,\mathrm{N}. \tag{2.3}$$

Kolejnym założeniem jest siła napięcia pasa S_{TF}. Przyjęto, że pas mocujący ładunek na przyczepie może zostać napięty siłą o wartości co najmniej 500 daN. Wobec tego można obliczyć niezbędną liczbę pasów do mocowania ładunku na przyczepie ze wzoru:

$$n = \frac{F_T}{S_{TF}} = \frac{4835\,\mathrm{N}}{500\,\mathrm{daN}} = 0{,}967, \tag{2.4}$$

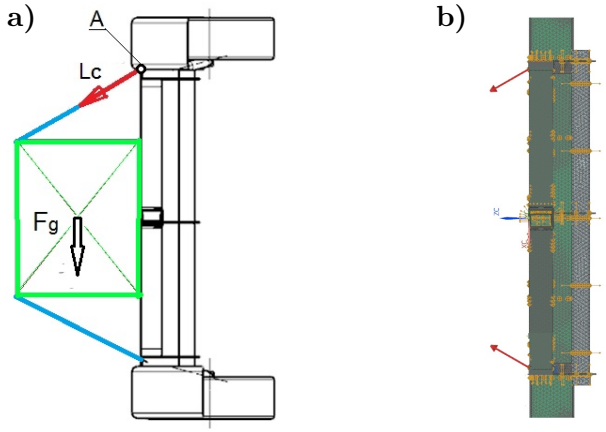
gdzie:
n [−] – liczba pasów niezbędnych do zamocowania ładunku,
S_{TF} [daN] – siła, którą może zostać napięty jeden pas mocujący ładunek. Przyjęto zatem, że $n = 1$ pas mocujący ładunek do przyczepy jest wystarczający do tego, żeby przewóz zrealizować w sposób bezpieczny.

Siła naciągu L_C, powstająca podczas napinania pasa i przenoszona na punkt mocowania, znajdujący się na ramie przyczepy, może zostać obliczona z zależności (2.5). Wzór ten, w postaci iloczynu, podawany jest na metce pasa transportowego i świadczy o przydatności pasa do unieruchamiania ładunku na czas transportu.

$$L_C = \frac{S_{TF}}{0{,}2} = \frac{500\,\text{daN}}{0{,}2} = 2500\,\text{daN}, \tag{2.5}$$

gdzie:
L_C [daN] – siła obciążająca punkt mocowania pasa do ramy przyczepy.

Załadowana przyczepa, przewracając się na bok, wykonuje ruch obrotowy względem punktu styku jednego z kół z jezdnią (ryc. 2.15). Na ładunek działa wtedy siła, która powoduje, że dolna część pasa jest luzowana, natomiast w górnej części (zamocowanej w punkcie A) siła naciągu L_C zwiększa się. To położenie jest najbardziej niebezpieczne dla konstrukcji przyczepy.



Ryc. 2.15. Rozkład sił podczas przewracania się przyczepy, z pasem mocującym ładunek o masie $m = 640$ kg, w chwili gdy znajduje się ona a) na boku oraz jej b) model dyskretny

Podczas napinania pasa mocującego ładunek, gdy przyczepa stoi na kołach, w punkcie zamocowania pasa do podłużnicy zewnętrznej na tę podłużnicę działa siła zginająca. Z chwilą zmiany położenia przyczepy jak

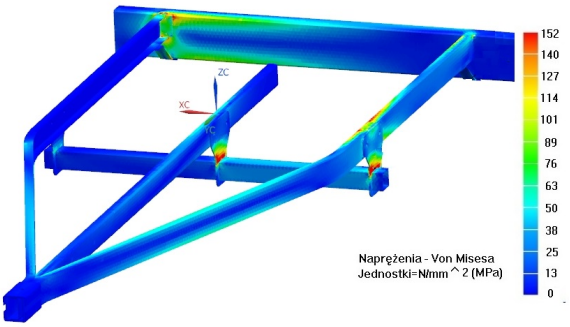
na rycinie 2.15a, na punkt mocowania pasa działa zwiększona wartość siły $L_{C\,\max}$, wynikająca ze zmiany napięcia pasa.

Obliczając wartość momentu gnącego działającego na podłużnicę należy wziąć pod uwagę, że zmieni się wartość wskaźnika wytrzymałości przekroju na zginanie elementów ramy przyczepy. Zmiana ta wynika z obrócenia konstrukcji, w tym podłużnicy (zobacz *1* na rycinie 2.2) o kąt 90°, przez co zachodzi mniej korzystny przypadek obciążenia na zginanie profilu podłużnicy. Pierwotnie oś obojętna przechodziła przez krawędź o wymiarze $H = 80\,\text{mm}$, a po obrocie oś obojętna umiejscowiona jest w połowie krawędzi $B = 30\,\text{mm}$. Bazując na literaturze [6] przyjęto, że siła L_C zwiększa się o czynnik 1,357 do wartości:

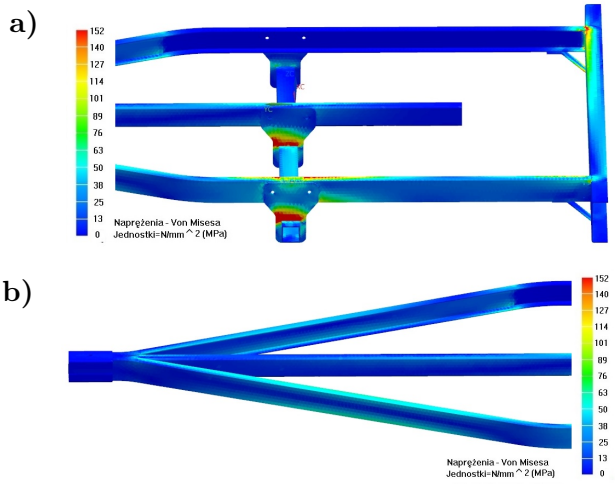
$$L_{C\,\max} = 1{,}357 \cdot L_C = 1{,}357 \cdot 2500\,\text{daN} = 33\,925\,\text{N}. \tag{2.6}$$

Model bryłowy ramy przyczepy z nałożoną siatką elementów oraz przyłożonym obciążeniem zamieszczono na rycinie 2.15b. Założono, że przyczepa w tym położeniu pozostaje stabilna, przynajmniej przez chwilę, dla której przeprowadzono analizę statyczną.

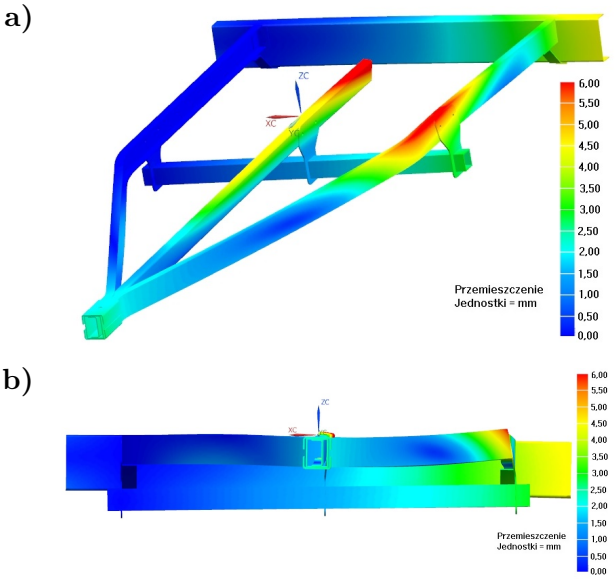
Wyniki przeprowadzonej analizy, które zostały przedstawione na rycinach 2.16 i 2.17, wskazują że podczas przewracania na bok dojdzie do zniszczenia ramy przyczepy. Naprężenia na wsporniku osi, znajdującym się po stronie punktu mocowania przeciążanego pasa osiągają wartość $\sigma_{\text{red}} \approx 164\,\text{MPa}$. Podobnej wartości naprężenia powstają także w środkowym wsporniku osi, który łączy oś z podłużnicą centralną. Natomiast we wsporniku leżącym po przeciwległej stronie, który po przewróceniu znajduje się na dole, generowane są naprężenia nie przekraczające $\sigma_{\text{red}} = 80\,\text{MPa}$. W wyniku gwałtownej zmiany położenia ramy (położenie pionowe) obciążona ładunkiem rama będzie opierała się o podłoże na czołowej powierzchni zderzaka. Wobec tego na płaskiej powierzchni tej belki, w miejscu łączenia z podłużnicą zewnętrzną, nastąpił wzrost naprężeń do wartości $\sigma_{\text{red}} \approx 120\,\text{MPa}$.



Ryc. 2.16. Rozkład naprężeń wynikających z analizy MES przy przewróceniu przyczepy z pasem mocującym ładunek o masie $m = 640\,\mathrm{kg}$



Ryc. 2.17. Wyniki analizy MES – naprężenia przy przewróceniu przyczepy z ładunkiem o masie $m = 640\,\mathrm{kg}$: a) miejsce występowania największych wartości naprężeń w węzłach ramy; b) rozkład naprężeń w okolicy dyszla



Ryc. 2.18. Wyniki analizy MES – przemieszczenie ramy spowodowane przewróceniem się przyczepy załadowanej umocowaną masą $m = 640\,\text{kg}$: a) miejsce występowania największych wartości naprężeń w węzłach ramy; b) rozkład naprężeń na elementach widzianych z boku

Przemieszczenia, obliczone podczas wykonanej symulacji, osiągają o wiele większe wartości niż w poprzednio omawianych przypadkach (porównaj ryciny 2.9 i 2.13). Największe przemieszczenia występują w miejscu przyłożenia siły wynikającej z mocowania ładunku oraz na wolnym końcu podłużnicy środkowej. Osiągają one nawet 7,6 mm (ryc. 2.18a).

Z ryciny 2.18b można zauważyć jednostronną deformację ramy. Podłużnica zewnętrzna, podłużnica środkowa, oś i belka zderzaka uległy odkształceniu względem belki zewnętrznej, znajdującej się po stronie punktu mocowania luzowanego pasa.

2.3. Uwagi do projektu

Rama przyczepy (ryc. 2.2) jest nieskomplikowaną konstrukcją spawaną o kształcie pięciokąta, z jedną podłużnicą centralną, która nie łączy się z belką zderzaka. Analizy wytrzymałościowe, które przedstawiono w podrozdziałach 2.2.1 i 2.2.2, wskazują, że w żadnym z przekrojów ramy nie powstają naprężenia przekraczające granicę plastyczności materiału. Bazując na wymiarach elementów konstrukcyjnych, Czytelnik może wykonać

model bryłowy ramy i sprawdzić, jak zmieni się w niej rozkład naprężeń i odkształceń w przypadku usunięcia podłużnicy centralnej.

Kolejna modyfikacja konstrukcji może polegać na zastosowaniu belki poprzecznej, umieszczonej pomiędzy belką osi a belką zderzaka.

Literatura

[1] Bańka M., Droździel P. i Nieoczym A., *Lashing methods – mathematical basis of the process of selecting the number of lashings*. W: „Proceedings of the 23^{rd} International Scientific Conference on Transport Means". Palanga, Lithuania, 2 października 2019, s. 99–103.

[2] Nieoczym A., *Mocowanie ładunków w transporcie drogowym – wymagania prawne a praktyka*. „Logistyka" 5 (2014), s. 1175–1182.

[3] PN-EN 10025-2:2019, *Wyroby walcowane na gorąco ze stali konstrukcyjnych – Część 2: Warunki techniczne dostawy stali konstrukcyjnych niestopowych*.

[4] PN-EN 12195-1:2011, *Zestawy do utwierdzania ładunków na pojazdach drogowych – Bezpieczeństwo – Część 1: Obliczanie sił mocowania*.

[5] PN-EN 13698-1:2005, *Wymagania dotyczące palet – Część 1: Wymagania produkcyjne dotyczące palet płaskich drewnianych o wymiarach 800 mm × 1200 mm*.

[6] Stokłosa J., Koszałka G. i Gil L., *Analiza sił w elementach mocujących ładunki na pojazdach samochodowych*. „Postępy Nauki i Techniki" 12 (2012), s. 94–100.

3. Samowyładowcza przyczepa lekka

W celu zwiększenia funkcjonalności przyczep oraz uproszczenia prac związanych z wyładunkiem budowane są takie pojazdy bagażowe z funkcją podnoszenia skrzyni ładunkowej. W niniejszym rozdziale zamieszczono projekt koncepcyjny tego rodzaju konstrukcji bezsilnikowej, przy założeniu, że przyczepa ta ma $DMC \leqslant 750\,\mathrm{kg}$.

3.1. Charakterystyka analizowanej przyczepy

Szczegółowe założenia konstrukcyjne samowyładowczej przyczepy lekkiej były następujące:

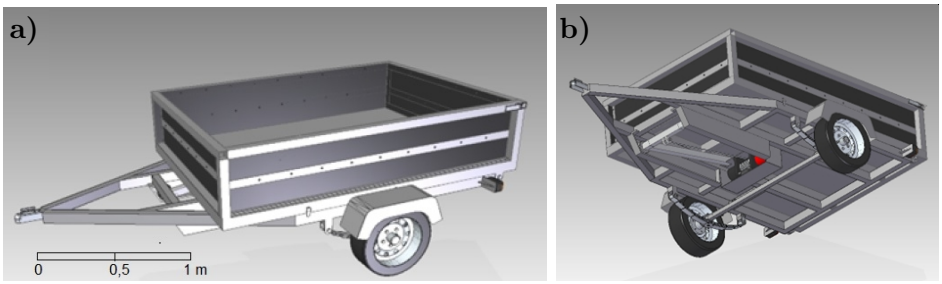
- skrzynia ładunkowa powinna być unoszona do kąta o wartości minimalnej 45°, żeby wyładowanie materiałów sypkich następowało samorzutnie,
- po wyładunku skrzynia ładunkowa powinna opadać na ramę pod wpływem własnego ciężaru, ale z kontrolowaną prędkością,
- burta tylna przyczepy powinna być otwierana do dołu, aby po uniesieniu skrzyni ładunkowej możliwy był swobodny wysyp ładunku,
- masa przyczepy powinna być odpowiednio mała, ponieważ przewidziano, że będzie spełniać wymagania przyczepy lekkiej.

Celem sprostania tym założeniom rozważano uwzględnienie następujących rozwiązań w konstrukcji przyczepy:

- hybrydowe unoszenie skrzyni, przez kombinację układów mechanicznego i elektrycznego, np. przesuwna dźwignia mechaniczna napędzana elektrycznie wciągarką linową, sterowaną pilotem,
- wyposażenie wciągarki w sprzęgło z mechanizmem zwrotnym, powodującym zwalnianie naciągu liny,
- alternatywnie można zastosować siłownik hydrauliczny, do działania którego należy dodatkowo zamontować instalację hydrauliczną, a zmniejszenie ciśnienia w układzie powodowałoby swobodne obniżanie położenia skrzyni.

Wciągarka i wyciągarka są urządzeniami podobnymi pod względem konstrukcji. Obydwie należą do grupy maszyn prostych nazywanych cięgnikami. Maszyny te podnoszą lub przesuwają masę za pomocą cięgna, liny lub łańcucha. W tym podręczniku używana jest nazwa wciągarka, ponieważ jej zadaniem jest wciąganie, czyli przemieszczanie dźwigni unoszącej skrzynię ładunkową w inne położenie transportowe.

W celu unoszenia skrzyń ładunkowych powszechnie stosuje się napędy hydrauliczne, które składają się z: pompy, siłownika hydraulicznego, zbiornika oleju zwykle z filtrem, przewodów i układu sterowania. W najprostszym wariancie pompa może być uruchamiana ręcznie. Alternatywą jest rozwiązanie konstrukcyjne, hydrauliczne bądź mechaniczne zasilane elektrycznie. W przypadku elektrycznego uruchamiania układu mechanicznego nie trzeba montować instalacji hydraulicznej i przewidzieć odrębnego medium. Taki napęd jest tańszy w budowie, choć konieczne jest zapewnienie odpowiedniej mocy elektrycznej. Obydwie odmiany konstrukcyjne mogą charakteryzować się podobną masą, która ma znaczenie, gdyż dopuszczalna masa całkowita przyczepy lekkiej jest ograniczona przepisami ustawy [9] do 750 kg. Masa przyczepy przy założonej konstrukcji została oszacowana na 240 kg, zatem maksymalna ładowność przyczepy nie może przekraczać 500 kg. Modele bryłowe przyczepy zostały przedstawione na rycinach 3.1 i 3.2.



Ryc. 3.1. Model ogólny przyczepy w widoku: a) z boku; b) od dołu

3.2. Budowa podzespołów

Samowyładowcza przyczepa różni się tym od przyczepy omówionej w rozdziale 2, że zawiera dwie ramy. Rama skrzyni ładunkowej (górna) ma jeden stopień swobody względem ramy nośnej. Możliwy jest więc jej obrót wokół osi sworzni, umieszczonych w tylnej części pojazdu. Analizę wytrzymałościową

ramy nośnej przeprowadzono w rozdziale 2, dlatego tutaj zwrócono uwagę jedynie na aspekty wytrzymałościowe ramy górnej.

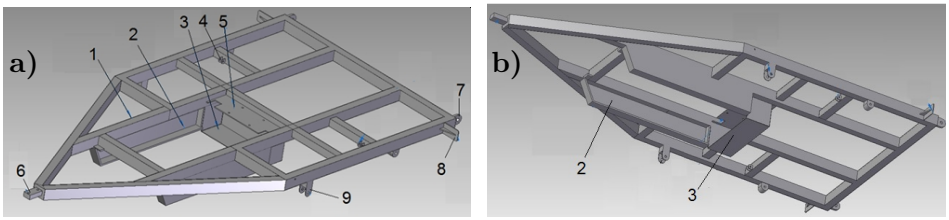


Ryc. 3.2. Model przyczepy lekkiej z podniesioną skrzynią ładunkową

3.2.1. Rama nośna

Przewidziano, że rama nośna zostanie wykonana w całości ze spawanych profili stalowych, o wymiarach poprzecznych 70 mm × 50 mm × 4 mm oraz 50 mm × 50 mm × 2 mm (ryc. 3.3). Konstrukcję tworzą cztery podłużnice *1*, pomiędzy którymi znajdują się krótkie belki poprzeczne. Tylną część ramy wzmacnia belka poprzeczna łącząca wszystkie podłużnice. W części przedniej, od dołu znajdują się prowadnice *2* rolek dźwigni unoszącej skrzynię ładunkową. Prowadnice te wykonane są ze stalowych arkuszy blachy o grubości 8 mm. Podstawa wciągarki *5* i osłona wciągarki *3* wykonane są z blachy o grubości 6 mm i razem tworzą spawany profil skrzynkowy. Na zewnętrznej powierzchni czołowej belki poprzecznej przyspawane są uchwyty *7*, które są częścią układu przegubowego, łączącego ramę nośną ze skrzynią ładunkową przyczepy za pomocą sworzni o średnicy ⌀20 mm. W dolnej części ramy nośnej przyspawane są uchwyty mocowania resorów *9*, stanowiących zawieszenie kół jezdnych przyczepy.

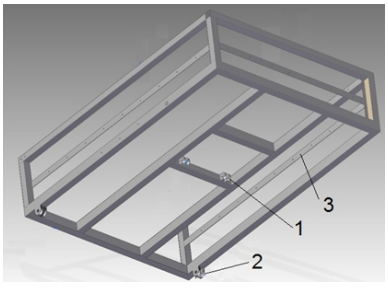
W części czołowej dyszla znajduje się głowica zaczepowa, przeznaczona do mocowania z zaczepem kulowym pojazdu. Dodatkowo do ramy przyspawane są uchwyty służące do mocowania wymaganego przez odpowiednie przepisy oświetlenia tylnego *8* (ryc. 3.3). Wymiary gabarytowe ramy nośnej są następujące: długość 2720 mm i szerokość 1400 mm. Profile można wykonać ze stali gatunku S235JR, która jest jakościową stalą konstrukcyjną niestopową o dobrej spawalności.



Ryc. 3.3. Model ramy nośnej w widoku: a) z góry; b) od dołu: 1 – belka podłużna, 2 – prowadnica dźwigni mechanizmu unoszenia skrzyni ładunkowej, 3 – osłona wciągarki, 4 – uchwyt mocowania amortyzatora, 5 – podstawa wciągarki, 6 – mocowanie zaczepu dyszla, 7 – uchwyt mocowania skrzyni ładunkowej, 8 – uchwyt mocowania tylnej lampy, 9 – wieszak resoru

3.2.2. Rama skrzyni ładunkowej

Rama skrzyni ładunkowej przyczepy (ryc. 3.4) jest konstrukcją wsporczą dla tej skrzyni. Może być ona wykonana technologią spawania profili stalowych o wymiarach przekroju poprzecznego 70 mm × 50 mm × 4 mm oraz 50 mm × 50 mm × 2 mm. W środkowej części ramy przyspawane są dwie pary uchwytów *1*, łączących ramę z dźwignią układu podnoszenia. Podnoszona skrzynia ładunkowa ma możliwość obrotu dzięki sworzniom wstawianym w otwory uchwytów *2* (ryc. 3.4) i *7* (patrz ryc. 3.3a). Do pionowych ścian ramy przyspawane zostały płaskowniki *3*, które mają za zadanie wzmocnić ściany przyczepy. Wewnętrzne płaszczyzny ramy są bazą do mocowania ścian skrzyni ładunkowej: bocznych i przedniej. Wymiary gabarytowe ramy skrzyni są następujące: 2000 mm × 1400 mm × 300 mm. Materiałem profili może być popularna niestopowa stal konstrukcyjna jakościowa gatunku S235JR.

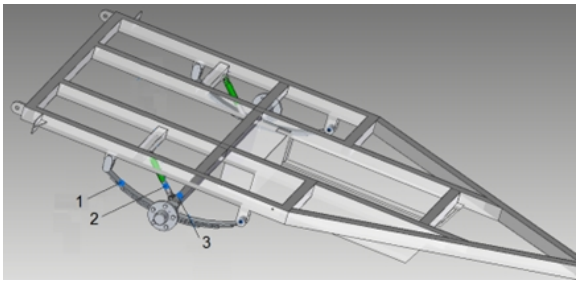


Ryc. 3.4. Model ramy skrzyni ładunkowej: 1 – uchwyt mocowania dźwigni, 2 – zawias mocowania z ramą nośną, 3 – profil wzmacniający ścianę boczną skrzyni

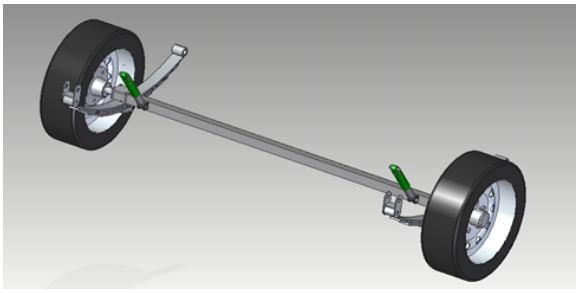
3.2.3. Układ zawieszenia przyczepy

Oś kół jezdnych przyczepy mocowana jest do ramy nośnej za pomocą pary resorów podłużnych oraz amortyzatorów (ryc. 3.5 i 3.6). Elementami, które można zastosować alternatywnie, w zależności od przewidywanej masy przyczepy, są:

- resory TruckSpring MTS-190 [4] o obciążeniu nominalnym 4200 N,
- krajowej produkcji resor czteropiórowy [8],
- pięciopiórowy resor o nazwie własnej Żuk [7].



Ryc. 3.5. Model zawieszenia zainstalowanego na ramie nośnej przyczepy: 1 – resor, 2 – amortyzator, 3 – oś



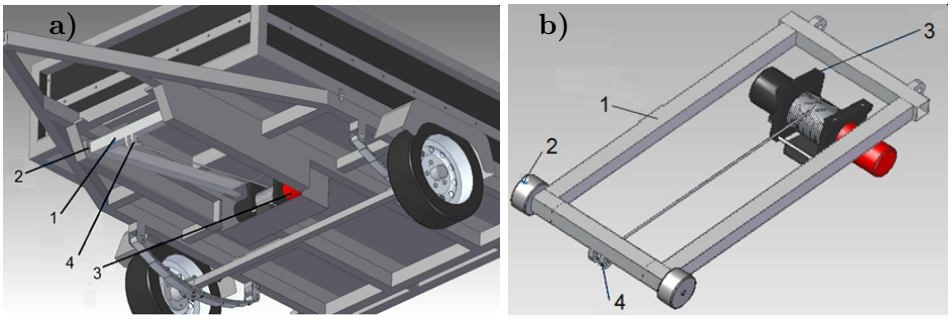
Ryc. 3.6. Model osi jezdnej przyczepy lekkiej z zamocowanymi elementami zawieszenia

W konstrukcji przyczepy zastosowano amortyzatory firmy AL-KO oznaczone kodem 244084 o współczynniku tłumienia $c \approx 1\,\mathrm{N\,s\,mm^{-1}}$ [1]. Skutkiem takiego rozwiązania konstrukcyjnego zawieszenia pojazdu jest ograniczenie przemieszczeń pionowych przyczepy oraz tłumienie drgań podczas jazdy, a także w czasie pokonywania nierówności, znajdujących się na nawierzchni

drogi. Na osi przewidziano zamontowanie opon o rozmiarze 195/50 R13. Jest to standardowy rozmiar opon stosowanych w lekkich przyczepach, w których korzystne jest, kiedy mieszczą się one pod skrzynią ładunkową.

3.2.4. Układ unoszenia skrzyni ładunkowej

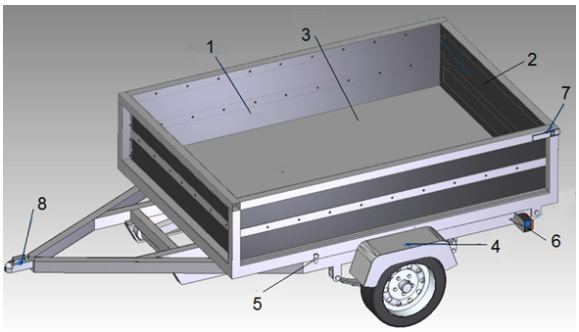
Układ unoszenia skrzyni ładunkowej (ryc. 3.7) składa się z dźwigni *1*, opartej na rolkach *2* i przesuwającej się po prowadnicach (zobacz *2* na rycinie 3.3a), przyspawanych do ramy nośnej. Dźwignia *1* jest elementem spawanym, wykonanym z profili zamkniętych o przekroju prostokątnym 50 mm × 50 mm i grubości ścianki 4 mm. Wprawiana jest ona w ruch przez elektryczną wciągarkę samochodową *3*. W zależności od typu wciągarki oraz zaleceń jej producenta, dla niektórych konstrukcji może być konieczne zainstalowanie akumulatora na przyczepie, przeznaczonego jedynie do zasilania wciągarki. Ruch dźwigni możliwy jest dzięki zamocowaniu na sworzniach ułożyskowanych stalowych rolek *2* (np. firmy McGill [3]), na których opiera się znaczna część ciężaru ramy skrzyni ładunkowej w czasie jej unoszenia. Po przeciwnej stronie dźwigni znajdują się uchwyty służące do przegubowego jej mocowania względem ramy nośnej. Załączenie napędu wciągarki powoduje, że linka nawijana na bęben generuje siłę, która z kolei działa na dźwignię. Rolki, tocząc się po stalowych prowadnicach, zapewniają płynne unoszenie skrzyni ładunkowej.



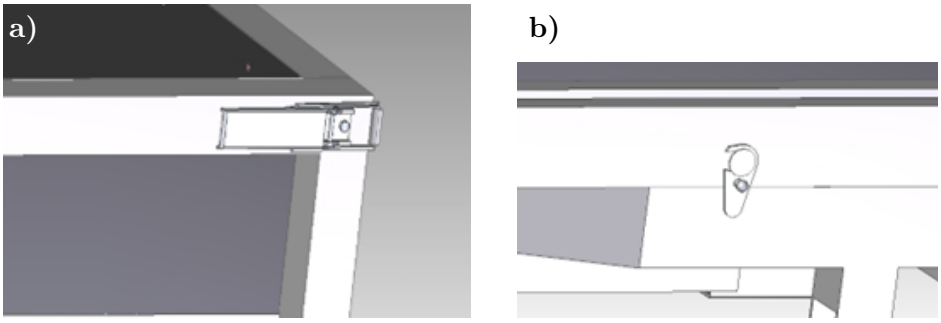
Ryc. 3.7. Model układu unoszenia skrzyni ładunkowej przyczepy lekkiej: a) widok na kompletną przyczepę z zamontowanym układem podnoszenia, b) elementy wykonawcze układu podnoszenia: 1 – dźwignia, 2 – rolki dźwigni, 3 – wciągarka elektryczna, 4 – uchwyt mocowania liny wciągarki

3.2.5. Skrzynia ładunkowa

Powierzchnie boczne ramy skrzyni ładunkowej muszą być obudowane ściankami *1*, pełniącymi rolę burt przyczepy (ryc. 3.8). Ściany skrzyni można wykonać z blachy aluminiowej o grubości 2 mm i przymocować je do profili ramy za pomocą nitów. Podłoga *3* może zostać wykonana z płyty sklejkowej o grubości 10 mm. Przewidziano możliwość opuszczania tylnej burty *2* do dołu w taki sposób, aby mógł nastąpić swobodny wysyp ładunku ze skrzyni. Błotniki *4* mogą zostać wykonane z aluminiowej blachy i połączone w sposób trwały z ramą główną, np. nitami. Do zamykania burty tylnej można użyć dwu klasycznych zamków do burt (ryc. 3.9a). Rolę zabezpieczenia skrzyni ładunkowej przed niepożądanym unoszeniem mogą pełnić stalowe odpinane zaczepy (ryc. 3.9b).



Ryc. 3.8. Elementy konstrukcyjne przyczepy samowyładowczej: 1 – ściana boczna, 2 – ściana tylna, 3 – płyta podłogowa, 4 – błotnik, 5 – zabezpieczenie skrzyni ładunkowej, 6 – lampa tylna, 7 – zamek burty, 8 – głowica zaczepowa



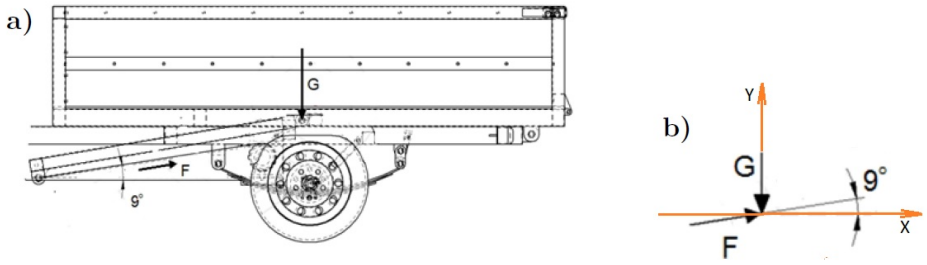
Ryc. 3.9. Model elementów zabezpieczających skrzynię ładunkową: a) zamek burty, b) zabezpieczenie skrzyni ładunkowej przed samoczynnym uchylaniem

3.3. Dobór wciągarki

Największe obciążenie, jakie musi pokonać wciągarka, powstaje w chwili rozpoczęcia procesu unoszenia skrzyni wraz z ładunkiem. Rozkład sił działających na konstrukcję przyczepy przedstawiono na rycinie 3.10a. Do obliczeń można przyjąć następujące założenia:

- masa niezaładowanej skrzyni ładunkowej $m = 40\,\text{kg}$,
- dopuszczalna ładowność przyczepy 500 kg,
- ładunek na przyczepie powinien być rozłożony równomiernie.

Całkowita siła skupiona, obciążająca przegub dźwigni wynosi zatem w zaokrągleniu $G = 5400\,\text{N}$. Opory ruchu na przegubach mogą zostać pominięte w obliczeniach ze względu na małe ich wartości w porównaniu z reakcjami, wynikającymi z obciążenia masą skrzyni i ładunku.



Ryc. 3.10. Rozkład sił przy maksymalnym obciążeniu wciągarki: a) położenie sił na modelu, b) kierunki wektorów do obliczeń

Z warunku równowagi sił działających równolegle do osi y (ryc. 3.10b) można wyznaczyć minimalną siłę naciągu linki wciągarki:

$$F = \frac{G}{\sin(9°)} = \frac{5400\,\text{N}}{0{,}1564} = 34\,519{,}3\,\text{N} \approx 34\,520\,\text{N}, \tag{3.1}$$

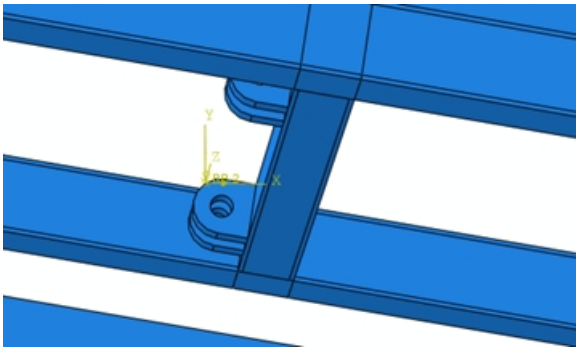
gdzie:
F [N] – siła naciągu linki wciągarki,
G [N] – siła ciężkości skrzyni przyczepy wraz z ładunkiem.

Siła, którą powinna generować wciągarka przy maksymalnym obciążeniu przyczepy ma wartość $F = 34\,520\,\text{N}$. W konstrukcji przyczepy może być zatem zastosowana wciągarka DWM 8000 HD firmy Dragon Winch Maverick o maksymalnym uciągu 36 290 N [2].

3.4. Analiza MES ramy skrzyni ładunkowej

Obliczenia wytrzymałościowe ramy zostały wykonane z wykorzystaniem metody elementów skończonych przy użyciu programu Abaqus. Do modelu bryłowego ramy zostały przypisane właściwości materiału, które odpowiadają stali gatunku S235JR. Jest to stal niestopowa konstrukcyjna jakościowa, która charakteryzuje się dobrą spawalnością [5].

Rama została obciążona na górnych powierzchniach profili siłą wynikającą z równomiernego rozłożenia ładunku o wartości $G = 5400\,\mathrm{N}$ oraz siłą $F = 34\,520\,\mathrm{N}$. Druga z tych sił działa poprzez cięgno wciągarki na dźwignię w punkcie *4* (ryc. 3.7), unoszącą skrzynię ładunkową przy maksymalnym obciążeniu przyczepy. Siła do symulacji została skierowana pod kątem 9° względem poziomu ramy nośnej (ryc. 3.10). Jej wektor, o kierunku wzdłuż osi x dodatkowego układu współrzędnych (ryc. 3.11), został przyłożony do wyznaczonego punktu referencyjnego, sprzężonego bezpośrednio z powierzchniami uchwytów dźwigni wciągarki, na które siła oddziałuje w rzeczywistości. Do połączenia powierzchni wewnętrznych uchwytów z tym punktem użyto relacji typu coupling.

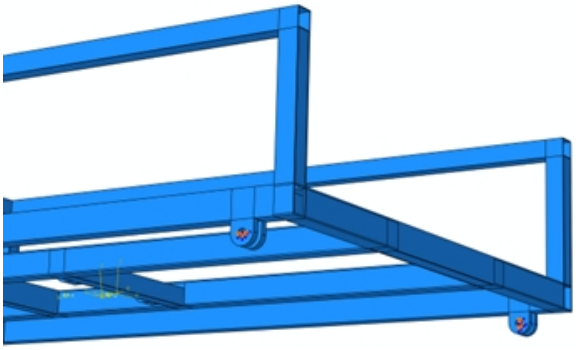


Ryc. 3.11. Obciążenie ramy modelu siłą wzdłuż osi x lokalnego układu współrzędnych

Rama skrzyni ładunkowej została utwierdzona w miejscach, w których jest połączona z ramą nośną, czyli na powierzchniach wewnętrznych uchwytów ramy, przez które przechodzą sworznie, jak przedstawiono na rycinie 3.12. W miejscach utwierdzenia (zawiasów) rama skrzyni ładunkowej została pozbawiona pięciu stopni swobody, pozostawiono jedynie możliwość jej obrotu względem osi z (sworzni).

Kolejną czynnością jest podzielenie modelu ramy na partycje. W tym celu wykorzystano opcję partycjonowania modelu za pomocą istniejących

płaszczyzn profili stalowych. Następnie model bryłowy został podzielony na elementy typu Hex Sweep w liczbie 90 146 (ryc. 3.13).



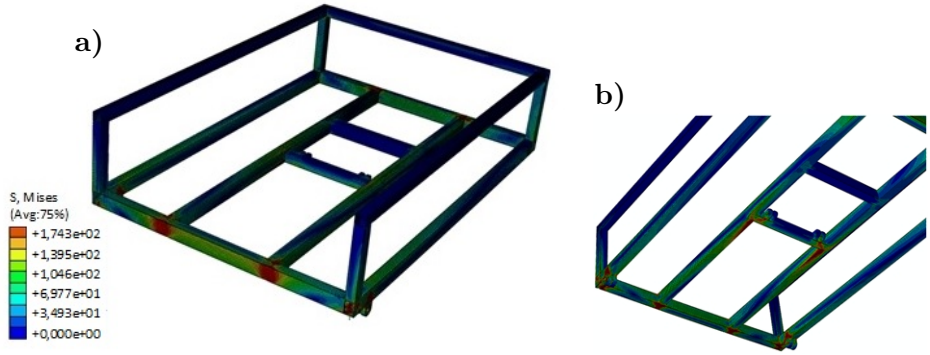
Ryc. 3.12. Sposób utwierdzenia ramy skrzyni ładunkowej widoczny na modelu



Ryc. 3.13. Model bryłowy ramy skrzyni ładunkowej po nałożeniu siatki elementów skończonych

Wyniki numerycznej analizy wytrzymałościowej przedstawiono na rycinie 3.14. Największe naprężenia zredukowane, o wartości $\sigma_{\text{red}} = 174\,\text{MPa}$, znajdują się w miejscach łączenia prostokątnych profili dolnej części ramy (ryc. 3.14a). Taki rozkład naprężeń jest wynikiem powstawania karbu geometrycznego pomiędzy powierzchniami stykającymi się pod katem prostym. Naprężenia zredukowane o takiej samej wartości odczytane zostały także na dolnych powierzchniach zaczepów mocujących dźwignię (ryc. 3.14b). Są one wynikiem bezpośredniego oddziaływania siły, generowanej podczas rozpoczynania procesu podnoszenia skrzyni ładunkowej. Na ściankach profili wzdłużnych obliczone zostały naprężenia zredukowane o wartości nieprzekraczającej $\sigma_{\text{red}} = 100\,\text{MPa}$. Są one bezpośrednim skutkiem obciążenia ramy siłą, wynikającą z równomiernego rozłożenia ładunku o projektowanej

dopuszczalnej masie $m = 500\,\text{kg}$. Wartość maksymalnych naprężeń nie przekracza granicy plastyczności stali gatunku S235JR, która dla elementów o małym przekroju wynosi $R_e = 235\,\text{MPa}$. Zatem nie ma niebezpieczeństwa uszkodzenia, a tym bardziej zniszczenia ramy skrzyni ładunkowej, jeżeli zostanie wykonana z proponowanego materiału.



Ryc. 3.14. Mapa rozkładu naprężeń zredukowanych generowanych w elementach ramy skrzyni ładunkowej widzianej: a) z góry, b) od dołu

Największe wartości przemieszczeń ramy wynoszą $u = 26\,\text{mm}$ w obszarze oznaczonym czerwoną barwą na modelu bryłowym, zamieszczonym na rycinie 3.15. Pomimo takich dużych wartości przemieszczeń, naprężenia generowane w materiale profili pozostają w zakresie sprężystym i nie wpływają na powstawanie odkształcenia trwałego ramy.

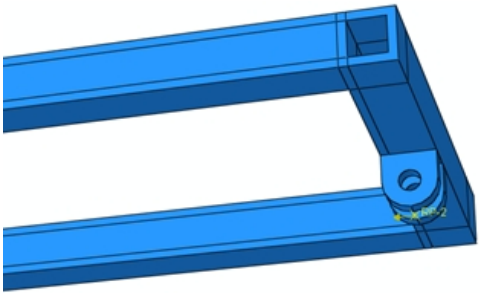


Ryc. 3.15. Mapa przemieszczeń ramy skrzyni ładunkowej w chwili rozpoczęcia jej podnoszenia

3.5. Analiza wytrzymałościowa dźwigni

Dźwignia służy do unoszenia skrzyni ładunkowej i dodatkowo pełni względem niej rolę podpory. Może być ona wykonana ze stali niestopowej konstrukcyjnej jakościowej gatunku C45 [6]. Jest to stal średniowęglowa, której spawanie jest możliwe po podgrzaniu elementów łączonych. Dla części o małym przekroju charakteryzuje się ona minimalną wytrzymałością na rozciąganie $R_m = 620\,\text{MPa}$ i granicą plastyczności $R_e = 340\,\text{MPa}$.

Dźwignia jest obciążona siłą o wartości minimalnej $F = 34\,520\,\text{N}$, obliczonej według zależności (3.1), z jaką musi na nią działać cięgno wciągarki. Siła ta została przyłożona do wygenerowanego punktu referencyjnego (ryc. 3.16), który został powiązany więzami coupling z powierzchnią wewnętrzną uchwytu mocowania liny.



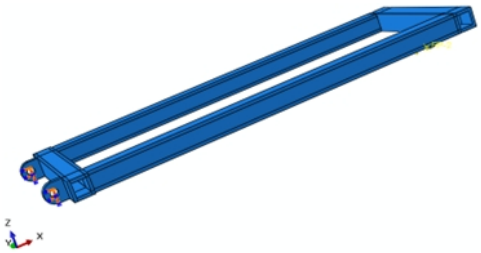
Ryc. 3.16. Wektor działania siły obciążającej dźwignię (żółty o zwrocie w lewo)

Dźwignia została utwierdzona w miejscach, w których jest ona połączona z ramą skrzyni ładunkowej, czyli na powierzchniach wewnętrznych uchwytów ramy dźwigni, w których są montowane sworznie. W tych miejscach zablokowano pięć stopni swobody dźwigni, a pozostawiono jedynie możliwość jej obrotu względem osi y. Schemat tego utwierdzenia wraz z modelem bryłowym dźwigni został przedstawiony na rycinie 3.17.

W celu nałożenia siatki model dźwigni podzielono na partycje. Wykorzystano do tego opcję partycjonowania za pomocą płaszczyzn już istniejących w modelu. Wykonanie partycji umożliwiło podział modelu na elementy skończone typu Hex Sweep w liczbie 28 756.

Największe naprężenia zredukowane $\sigma_{\text{red}} = 293\,\text{MPa}$ zostały obliczone w miejscach łączenia prostokątnych profili z uchwytem mocowania cięgna wciągarki (ryc. 3.18). Wartość ta jest wynikiem przyłożenia w tym miejscu siły obciążającej oraz istnienia karbu geometrycznego, związanego z łączeniem

prostopadle usytuowanych powierzchni elementów. Naprężenia zredukowane na powierzchniach profili, o wartościach około $\sigma_{\text{red}} = 190\,\text{MPa}$, są wynikiem działania momentu zginającego. Maksymalne naprężenia nie przekraczają jednak granicy plastyczności materiału C45, która wynosi $R_e = 340\,\text{MPa}$. Nie występuje zatem niebezpieczeństwo zniszczenia dźwigni w symulowanych warunkach statycznego jej obciążenia siłą, zapewniającą możliwość unoszenia skrzyni ładunkowej.



Ryc. 3.17. Sposób utwierdzenia dźwigni w miejscu współpracy ze sworzniami łączącymi ją ze skrzynią ładunkową



Ryc. 3.18. Mapa naprężeń zredukowanych na powierzchniach profili dźwigni podnoszącej skrzynię ładunkową

3.6. Uwagi projektowe i eksploatacyjne

W rozdziale tym analizie poddano jedynie ramę skrzyni ładunkowej oraz dźwignię układu jej podnoszenia w celu wyładunku masy sypkiej. Opcjonalnie można dokonać analizy naprężeń i przemieszczeń ramy nośnej w wyniku obciążenia przyczepy ładunkiem.

W rozpatrywanej konstrukcji zaproponowano umieszczenie wciągarki w centralnej części przyczepy, w pobliżu osi pojazdu, i sterowanie nią za pomocą bezprzewodowego pilota. Proponujemy, żeby Czytelnik rozważył zmianę miejsca zainstalowania wciągarki w taki sposób, aby był do niej dostęp w czasie eksploatacji, nawet po opuszczeniu skrzyni ładunkowej. W takim przypadku obsługa wciągarki nie wymagałaby pilota, ponieważ urządzenie to znajdowałoby się w przedniej części ramy. Prowadzenie liny do przemieszczania dźwigni unoszącej skrzynię należałoby wtedy realizować przy użyciu krążka.

Zmniejszenie wartości sił obciążających dźwignię unoszącą skrzynię może nastąpić przez zmianę kierunku ruchu rolek dźwigni w prowadnicach. Tutaj analizie poddano przypadek, w którym podczas podnoszenia skrzyni rolki toczą się w kierunku do tyłu przyczepy. Inną możliwością do samodzielnej analizy jest przemieszczanie dźwigni w taki sposób, żeby rolki toczyły się do przodu przyczepy podczas unoszenia skrzyni.

Literatura

[1] AL-KO Technology Polska Sp. z o.o., *Amortyzator Alko-Tech*. https://www.alko-tech.com/pl_pl/Typy-pojazdow-i-produkty/amortyzator_pdt_278 (dostęp 1.09.2025).

[2] Dragon Winch UK, *Original Manual*. https://www.dragonwinch.co.uk/process/downloads/downloadlist-p.aspx?action=downloaditem&assetid=27816&assetval=GZUV4qXavaY%3d (dostęp 1.09.2025).

[3] McGill Manufacturing Co, Inc., *McGill Precision Bearings*. https://www.baleromex.com/catalogos/C-McGILL.pdf (dostęp 1.09.2025).

[4] Michigan Truck Spring of Saginaw, Inc., *UNA-190 Trailer Leaf Spring*. https://www.truckspring.com/trailer-parts/trailer-suspension/trailer-springs/double-eye-mts-190.aspx (dostęp 1.09.2025).

[5] PN-EN 10025-2:2019, *Wyroby walcowane na gorąco ze stali konstrukcyjnych – Część 2: Warunki techniczne dostawy stali konstrukcyjnych niestopowych*.

[6] PN-EN ISO 683-2:2018-08, *Stale do obróbki cieplnej, stale stopowe i stale automatowe – Część 2: Stale stopowe do hartowania i odpuszczania*.

[7] Rydwan Company Łukasz Osiak, *Resor Żuk 5 piór do przyczepy Rydwan polski*. https://rydwan-czesci.eu/resory-odboje-tuleje-i-akcesoria/399-resor-zuk-5-pior-do-przyczepy-rydwan-polski.html (dostęp 1.09.2025).

[8] Unitrailer Sp. z o.o., *Resor 4-piórowy do przyczep* 76,5 cm 375 kg. https://unitrailer.pl/product-pol-357-Resor-4-piorowy-do-przyczep-76-5-cm-375-kg.html (dostęp 1.09.2025).

[9] Ustawa Prawo o ruchu drogowym. Dz. U. z 1997 r. nr 98 poz. 602.

4. Projekt przyczepy specjalizowanej

W rozdziale zamieszczono projekt koncepcyjny przyczepy specjalizowanej, przeznaczonej do transportu szpul dostawczych [5] wraz z przewodem nawojowym elektrycznym lub światłowodowym, o łącznej masie nieprzekraczającej 500 kg. Elementy dodatkowe mają zapewnić możliwość rozwijania kabla bezpośrednio ze szpuli bez konieczności jej rozładunku z przyczepy.

4.1. Założenia i konstrukcja przyczepy

Założenia konstrukcyjne i główne elementy składowe przyczepy do przewozu szpul dostawczych wraz z przewodami są następujące:

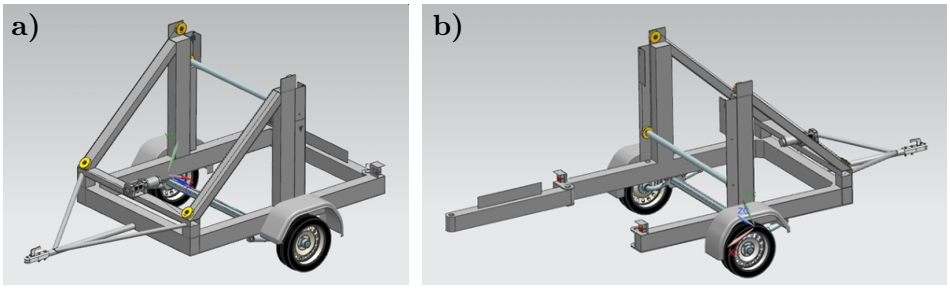
- wymiary gabarytowe bez zaczepu kulowego (długość × szerokość × wysokość): 3400 mm × 2100 mm × 1400 mm,
- konstrukcja ramowa, łącząca w całość ramę główną oraz elementy mocujące szpulę dostawczą,
- tylna część ramy przyczepy otwierana w celu łatwiejszego załadunku i rozładunku,
- wciągarka elektryczna, przeznaczona do podnoszenia i opuszczania bębna, zasilana z akumulatora samochodu przez dodatkową instalację elektryczną zamontowaną w aucie,
- zawieszenie przyczepy składające się ze standardowej osi skrętnej i zamocowanych do niej amortyzatorów,

Odpowiadające przyjętym założeniom modele bryłowe przyczepy do transportu szpul dostawczych zostały zamieszczone na rycinie 4.1.

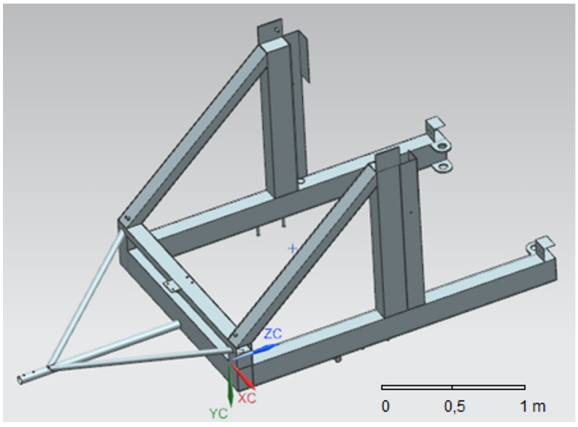
4.1.1. Rama główna

Rama główna (ryc. 4.2 i 4.3) może zostać wykonana z profili aluminiowych o wymiarach przekroju poprzecznego 150 mm × 100 mm × 5 mm. Materiałem, z którego wytwarzane są profile, może być stop aluminium EN AW-6061 (AlMg1SiCu) [1, 3] w stanie po obróbce cieplnej T6, polegającej na przesycaniu i starzeniu stopu. Materiał ten charakteryzuje się minimalną wytrzymałością na rozciąganie $R_m = 240$ MPa, granicą plastyczności

$R_e = 125\,\text{MPa}$ i wydłużeniem względnym nie mniejszym niż 8 %. Łączenie profili, wykonanych z tego materiału, można zrealizować technologią spawania. Dyszel strzałkowy typu V oraz jego wzmocnienia mogą zostać wykonane z rury o średnicy zewnętrznej $\varnothing 50\,\text{mm}$ i grubości ścianki 4 mm.



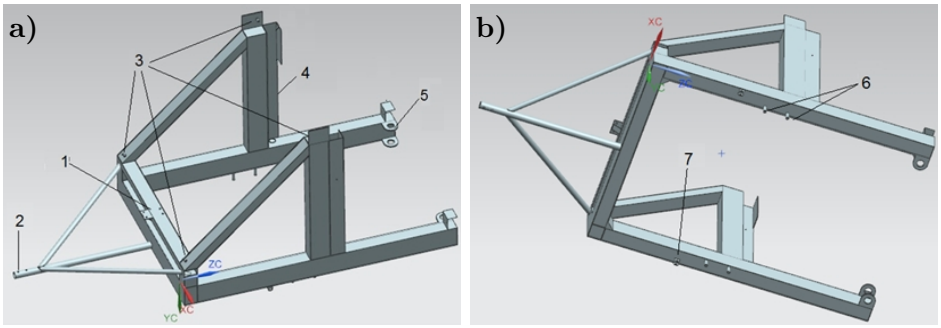
Ryc. 4.1. Widok aksonometryczny modelu przyczepy specjalizowanej: a) z przodu, gdy rama jest zmontowana; b) od tyłu, z ramą w położeniu otwartym do załadunku szpuli



Ryc. 4.2. Model ramy przyczepy

W przedniej części ramy na środku jej długości znajduje się miejsce montażowe wciągarki elektrycznej *1* (ryc. 4.3a). Zamocowana jest ona za pomocą czterech śrub M12. W przedniej części dyszla zostały wywiercone dwa otwory *2* pod śruby $\varnothing 12$ w celu montażu zaczepu kulowego. Pozycja *3* wskazuje miejsca mocowania łożyskowanych krążków (rolek) z rowkiem na powierzchni zewnętrznej. Krążki te spełniają rolę elementów prowadzących dla linki układu podnoszenia. Na tylnej powierzchni pionowego profilu została zamocowana prowadnica *4*, po której wciągana jest belka wraz

z bębnem. W tylnej części ramy znajdują się ucha *5* do montażu uchylnej belki za pomocą sworzni. Na dolnej części ramy znajdują się cztery śruby M20, służące do montażu zawieszenia *6* i dwa uchwyty *7* z otworami o średnicy ⌀16 mm, do których przykręcone zostaną amortyzatory.



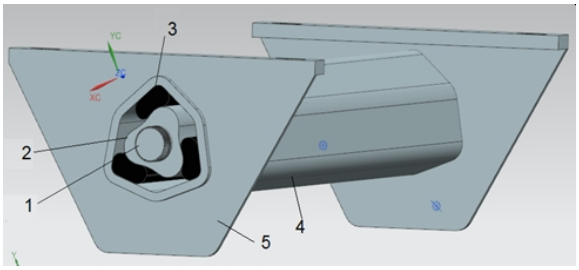
Ryc. 4.3. Model ramy przyczepy z wyszczególnionymi elementami konstrukcyjnymi widocznymi: a) z góry; b) od dołu: 1 – miejsce mocowania wciągarki, 2 – otwór na śrubę mocującą głowicę zaczepową, 3 – miejsce osadzenia łożysk krążków, 4 – prowadnica pionowa, 5 – mocowanie tylnej belki, 6 – śruby mocujące zawieszenie przyczepy, 7 – uchwyty do montażu amortyzatorów

4.1.2. Układ zawieszenia przyczepy

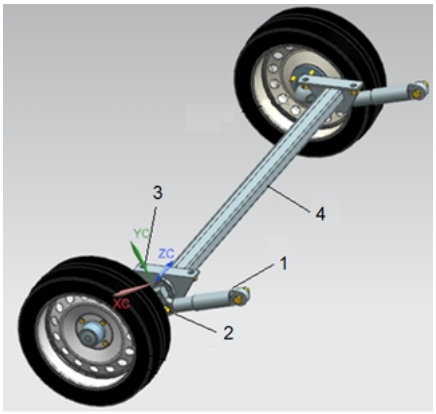
W projekcie przyczepy przewidziano zastosowanie osi niehamowanej o nośności 750 kg. Standardowo jest to oś w postaci belki skrętnej, w której elementami sprężystymi są trzy pręty gumowe *3*, podlegające skręcaniu i ściskaniu w sposób pokazany na rycinie 4.4. Czop wykorbienia wahacza *1* wraz z belką o przekroju trójkątnym zaokrąglonym *2*, na skutek pionowej zmiany położenia koła jezdnego względem wspornika *5*, obraca się wewnątrz osi jezdnej *4*. W efekcie kształtowa powierzchnia wahacza *2* obraca się wewnątrz osi jezdnej *4*, powodując odkształcanie elementów gumowych *3*. Można przyjąć, że sztywność każdego elementu gumowego wynosi $k = 38\,\mathrm{kN\,m^{-1}}$, gdzie jednostka długości odpowiada pionowemu przemieszczeniu koła względem wspornika *5*.

W celu wygaszania drgań pionowych skrzyni ładunkowej można zastosować amortyzatory o nośności 9000 N i współczynniku tłumienia $2\,\mathrm{kN\,s\,m^{-1}}$. Tak skonstruowane zawieszenie powinno charakteryzować się dobrym tłumieniem drgań, które mogą być wzbudzane podczas pokonywania nierówności, występujących na nawierzchni drogi. Zawieszenie zostało ustawione i zamontowane w taki sposób, aby wysokość dyszla od podłoża znajdowała

się w przedziale (350–420) mm, zgodnie z normą [2]. Oś wyposażona jest w koła i opony o standardowych wymiarach 190/50 R13. Kompletna oś mocowana jest do ramy za pomocą śrub M20. Po zmontowaniu rama opiera się na wspornikach osi (*3* na ryc. 4.5). Amortyzatory połączono z osią i ramą za pomocą śrub *2* o wymiarze M16.



Ryc. 4.4. Mocowanie elementów sprężystych wewnątrz osi jezdnej: 1 – czop wykorbienia wahacza (w przekroju), 2 – czop wahacza o kształtowej powierzchni zewnętrznej, 3 – element gumowy, 4 – oś jezdna, 5 – wspornik mocowania osi do ramy

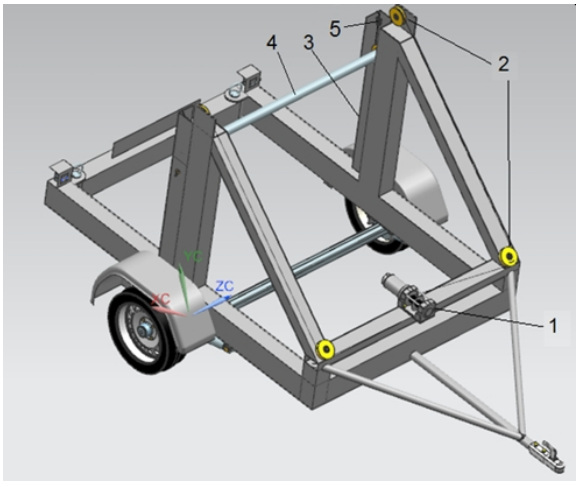


Ryc. 4.5. Model osi przyczepy z wyszczególnionymi elementami składowymi: 1 – amortyzator, 2 – mocowanie amortyzatora, 3 – wsporniki osi do mocowania z ramą, 4 – oś jezdna

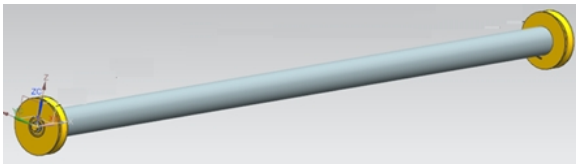
4.1.3. Układ podnoszenia szpul dostawczych

Podnoszenie belki ze szpulą jest możliwe dzięki zamontowanej w przedniej części ramy elektrycznej wciągarce linowej *1* (ryc. 4.6). Na wałku wciągarki zamontowane zostały końce dwóch linek. Miejsca mocowania (nawijania) każdej z nich mogą być rozdzielone pierścieniem, osadzonym na stałe na wałku.

Linki prowadzone są po krążkach stałych (rolkach) *2*, a po opasaniu po obwodzie krążka ruchomego (rolki), znajdującego się na wałku (ryc. 4.7), linka mocowana jest na stałe w górnej części prowadnicy *5* (ryc. 4.6). W trakcie podnoszenia lub opuszczania, belka *4* przemieszcza się w płaszczyźnie pionowej wzdłuż prowadnic *3*.

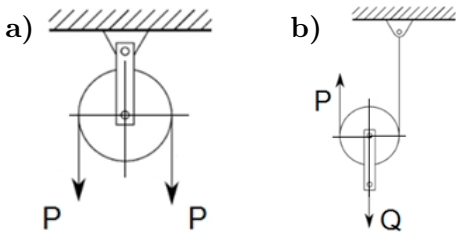


Ryc. 4.6. Układ podnoszenia szpuli: 1 – linowa wciągarka elektryczna, 2 – krążki (rolki prowadzące) stałe, 3 – prowadnice, 4 – belka, 5 – miejsce mocowania końca linki

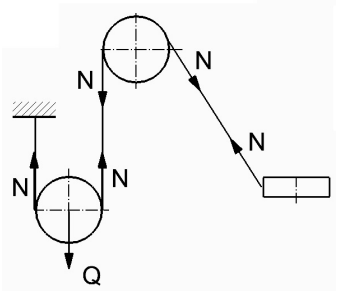


Ryc. 4.7. Belka (wałek) do podnoszenia szpuli z wyróżnionymi barwą żółtą ruchomymi krążkami prowadzącymi linkę

Krążki (rolki) zastosowane w mechanizmie podnoszenia bębna tworzą układ wielokrążka. Rolki zamocowane na stałe do konstrukcji pracują jako krążek stały, natomiast rolki zamocowane na końcach belki podnoszenia bębna są krążkami ruchomymi. Biorąc pod uwagę rozkład sił na obydwu rodzajach krążków (ryc. 4.8) można wykonać szkic z rozkładem sił dla jednej liny (ryc. 4.9) w układzie podnoszenia belki ze szpulą.



Ryc. 4.8. Układy krążków: a) krążek stały; b) krążek ruchomy, w układzie którego $P = 0{,}5 \cdot Q$



Ryc. 4.9. Rozkład sił naciągu w lince układu podnoszenia szpuli

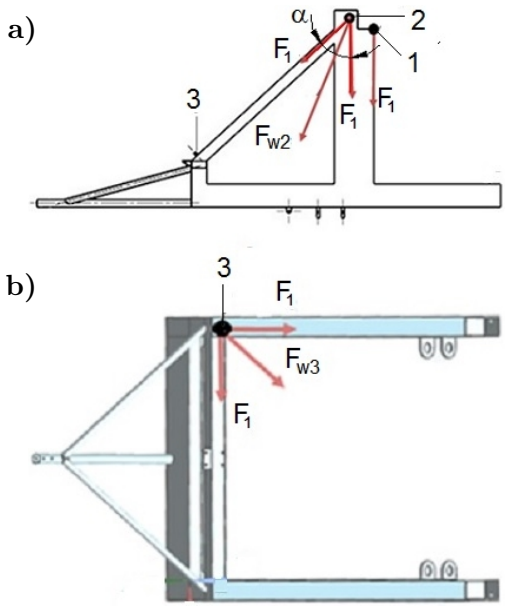
Maksymalna siła ciężkości, szpuli wraz z przewodem, jaką można transportować tą przyczepą wynosi 5000 N. Siła ciężkości belki, na której umieszczona jest szpula, ma wartość około 200 N. Opory ruchu krążków linowych, siła tarcia oraz poślizg liny na krążkach można pominąć ze względu na ich małe wartości względne. W rezultacie całkowity ciężar, jaki musi unieść wciągarka, wynosi $2 \cdot Q = 5200\,\mathrm{N}$. Wartość siły naciągu linki z jednej strony krążka ruchomej belki to $N = \frac{Q}{2}$. Aby unieść szpulę o maksymalnym ciężarze, wciągarka musi wygenerować siłę równą co najmniej $2 \cdot N = Q = 2600\,\mathrm{N}$, ponieważ założono symetryczne umieszczenie szpuli na belce.

4.2. Analiza wytrzymałościowa wybranych zespołów

W dalszej kolejności przeprowadzono obliczenia i symulacje obciążenia elementów ramy przyczepy do transportu szpul. Źródłem obciążenia konstrukcji przyczepy jest szpula dostawcza wraz z kablem, dlatego do analizy wybrano ramę przyczepy i belkę do podnoszenia szpul.

4.2.1. Analiza MES ramy

Analiza wytrzymałościowa z wykorzystaniem metody elementów skończonych została przeprowadzona w aplikacji Advanced Simulation, będącej częścią programu NX 11. Rama główna przyczepy do transportu szpul może zostać wykonana ze stopu aluminium o oznaczeniu AlMg1SiCu [4]. Materiał ten charakteryzuje się dobrymi właściwościami wytrzymałościowymi przy względnie małej gęstości [3]. Jako profile konstrukcyjne wybrano kształtowniki wykonane ze stopu aluminium w tym celu, aby zmniejszyć masę własną przyczepy. Minimalna granica plastyczności tego stopu wynosi $R_e = 125\,\mathrm{MPa}$, natomiast wytrzymałość doraźna $R_m = 230\,\mathrm{MPa}$. Punkty przyłożenia sił obciążających ramę, widocznych na rycinie 4.10, odpowiadają osiom, na których obracają się rolki *2* i *3* oraz miejscu zaczepienia końca linki *1*.



Ryc. 4.10. Rozkład sił na modelu ramy przyczepy do transportu szpul: a) w płaszczyźnie pionowej; b) w płaszczyźnie poziomej: 1 – punkt mocowania końca linki, 2 i 3 – osi rolek mocowanych do ramy

W punkcie *1* (ryc. 4.10a) siła $F_1 = 1300\,\mathrm{N}$ ma kierunek pionowy, który pokrywa się z kierunkiem ruchu szpuli podczas jej załadunku. Jako punkt *2* oznaczono miejsce mocowania krążka stałego w górnej części słupka ramy. Na obydwu końcach liny okalających krążek *2*, generowane są siły o jed-

nakowej wartości $F_1 = 1300\,\mathrm{N}$. Wobec tego, w tym miejscu model powinien zostać obciążony wypadkową F_{w2}. Wartości sił po obydwu stronach krążka *2* są takie same, a kąt pomiędzy tymi siłami wynosi $\alpha = 66{,}3°$, więc

$$F_{w2} = 2 \cdot F_1 \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 2 \cdot 1300\,\mathrm{N} \cdot \cos\left(\frac{66{,}3°}{2}\right) \approx 2177\,\mathrm{N}, \tag{4.1}$$

gdzie:
F_{w2} [N] – siła wypadkowa, działająca na krążek *2* (ryc. 4.10a),
F_1 [N] – siła naciągu linki wciągarki,
α [°] – kąt pomiędzy kierunkami linki opasującej krążek *2* (ryc. 4.10a).

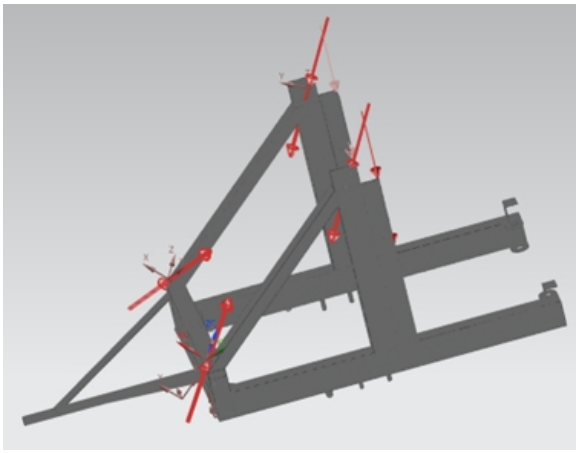
W punkcie zamocowania krążka stałego (*3* na ryc. 4.10 i ryc. 4.11) linka opasuje go pod kątem 270°. Jako że linka jest cięgnem, dlatego siły napięcia linki mają jednakowe wartości z obydwu stron krążka i są równe sile F_1. Siła wypadkowa F_{w3} może zostać obliczona z zależności:

$$F_{w3} = \frac{F_1}{\cos(45°)} = \frac{2 \cdot 1300\,\mathrm{N}}{\sqrt{2}} \approx 1839\,\mathrm{N}, \tag{4.2}$$

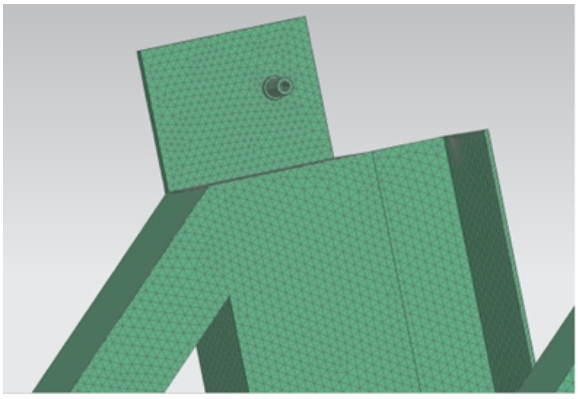
gdzie:
F_{w3} [N] – siła wypadkowa, działająca na krążek *3* (ryc. 4.10b).

Model bryłowy ramy, po naniesieniu obciążenia siłami wypadkowymi, działającymi w punktach mocowania krążków *2* i *3*, został przedstawiony na rycinie 4.11. Dla tego modelu utworzono siatkę 187 224 elementów skończonych. Liczba węzłów siatki o średnim wymiarze 10 mm wyniosła w tym przypadku 566 757. Podziału modelu dokonano z wykorzystaniem trójwymiarowej siatki czworościennej o elementach typu C3D4. Rozmiar elementów w skali obszaru mocowania krążka *2* (ryc. 4.6) na modelu jest widoczny na rycinie 4.12.

Największe naprężenia zredukowane o wartości $\sigma_{\mathrm{red}} = 67\,\mathrm{MPa}$ generowane są na powierzchni walcowej sworznia krążka stałego, zamontowanego na pionowym elemencie (ryc. 4.13). Ich wartość jest wynikiem działania siły tnącej, towarzyszącej naprężeniom zginającym, które powstają jako skutek obciążenia belki mocowania szpuli. Mapy rozkładu naprężeń na powierzchniach bocznych profili aluminiowych tworzących ramę zostały przedstawione na rycinie 4.14. Kod barwny oznacza, że w tych obszarach naprężenia nie przekraczają wartości $\sigma_{\mathrm{red}} = 40\,\mathrm{MPa}$, czyli stanowią mniej niż jedną trzecią granicy plastyczności stopu AlMg1SiCu.

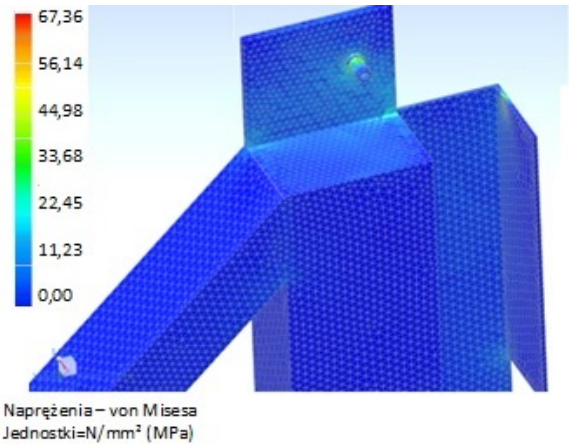


Ryc. 4.11. Model bryłowy z obciążeniem w postaci sił skupionych

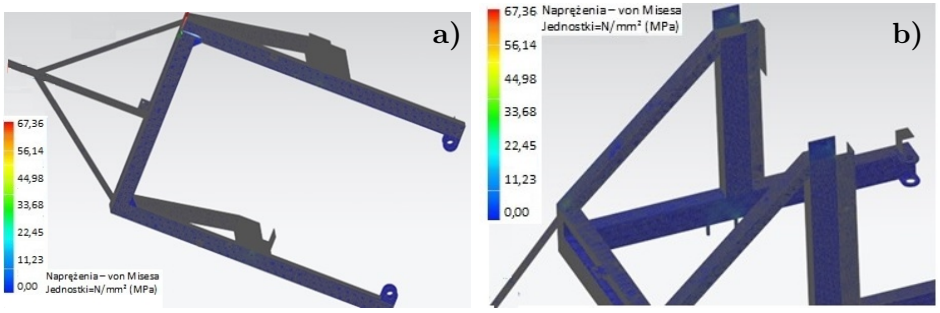


Ryc. 4.12. Fragment modelu ramy z widocznym czopem do zamontowania krążka stałego *2*, według ryciny 4.10a, oraz nałożoną siatką elementów

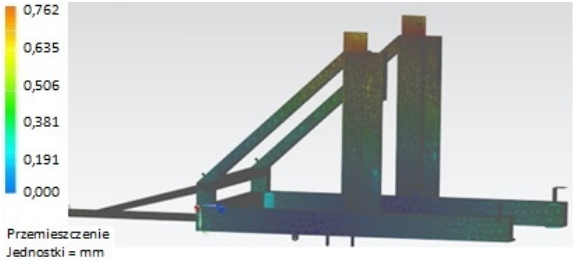
Podczas analizy wytrzymałościowej dodatkowo zostały wygenerowane mapy przemieszczeń w ramie. Największa ich wartość wynosi $u = 0{,}8\,\mathrm{mm}$ (ryc. 4.15 i 4.16) i odnosi się do płaskowników znajdujących się na górnej powierzchni pionowych podpór, do których mocowane są krążki.



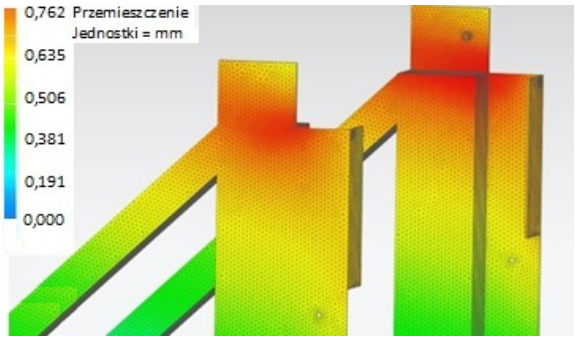
Ryc. 4.13. Mapa rozkładu naprężeń zredukowanych, uzyskana w wyniku analizy MES, w obszarze mocowania krążka stałego *2*, według ryciny 4.10a



Ryc. 4.14. Mapa naprężeń zredukowanych, generowanych w materiale ramy przyczepy w widoku: a) z góry; b) z boku



Ryc. 4.15. Przemieszczenia ramy uzyskane w wyniku analizy MES

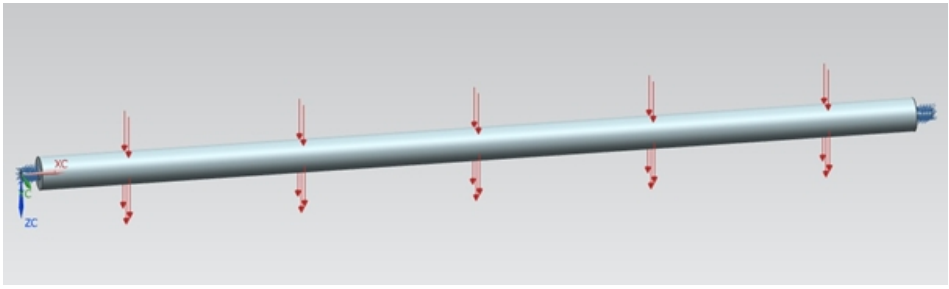


Ryc. 4.16. Uzyskane w wyniku analizy MES przemieszczenia ramy w obszarze mocowania krążków

Po przeprowadzonych obliczeniach wytrzymałościowych i porównaniu ich wartości z charakterystyką materiału można stwierdzić, że rama może przenieść nawet większe obciążenia niż te, które wynikają z ciężaru szpuli wraz z nawiniętym na nią przewodem. Oznacza to, że rama została zaprojektowana poprawnie.

4.2.2. Analiza wytrzymałościowa belki do unoszenia szpuli

Maksymalna masa szpuli wraz ze światłowodem, jaką można transportować przy użyciu projektowanej przyczepy, wynosi $m = 500\,\text{kg}$. Belka może zostać wykonana ze stopu aluminium gatunku AlMg1SiCu o właściwościach podanych na stronie 73. Do modelu bryłowego przypisano obciążenie siłą o łącznej wartości $F = 5000\,\text{N}$, którą rozłożono równomiernie na całej długości belki, wzdłuż jej osi. Belkę swobodnie podparto na obydwu końcach, co schematycznie przedstawiono na rycinie 4.17.



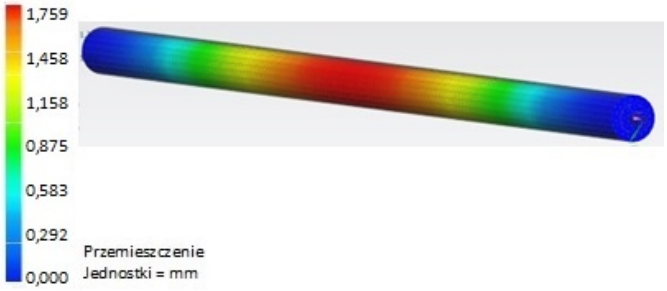
Ryc. 4.17. Model belki z widocznym obciążeniem ciągłym oraz symbolami utwierdzenia na końcach

Belka została podzielona na 24 716 elementów skończonych, które zawierają 42 075 węzłów. Wykorzystano elementy trójwymiarowe typu C3D10 o przeciętnym wymiarze 10 mm. Największe naprężenia zredukowane generowane w materiale belki wynoszą $\sigma_{\text{red}} = 84\,\text{MPa}$. Występują one na powierzchni walcowej, położonej przy końcu belki (ryc. 4.18). Miejscowe maksymalne naprężenia zlokalizowane zostały na powierzchni czołowej belki. Ich położenie wynika z podziału powierzchni na elementy o względnie dużych wymiarach.



Ryc. 4.18. Mapa naprężeń zredukowanych generowanych w materiale belki: a) widok ogólny, b) miejsce występowania maksymalnych naprężeń na końcu belki

Mapa przemieszczeń na powierzchni belki jest podobna do ugięcia belki spowodowanego przyłożeniem skupionego obciążenia w połowie jej długości. Maksymalna wartość przemieszczeń wynosi $u = 1{,}8\,\text{mm}$ i została obliczona w centralnej części belki. Wartości przemieszczeń zmniejszają się w kierunku końców wałka, jak to przedstawiono na rycinie 4.19.

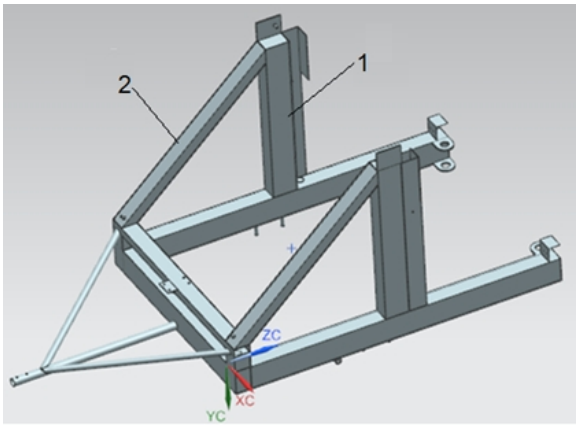


Ryc. 4.19. Mapa przemieszczeń belki obliczonych w trakcie symulacji jej obciążenia

4.3. Optymalizacja geometrii elementów konstrukcyjnych ramy

Działanie optymalizacyjne ma na celu zmniejszenie masy ramy poprzez zmianę wymiarów przekroju poprzecznego podpór, na których zamocowana jest szpula, przy jednoczesnym zachowaniu warunków bezpieczeństwa. Uznano, że kryterium to zostaje spełnione wtedy, gdy w żadnym z miejsc analizowanej konstrukcji naprężenia rzeczywiste nie osiągają wartości granicy plastyczności R_e. Na rycinie 4.20 cyfrą *1* zaznaczono podporę pionową, której wymiary przekroju poprzecznego określono jako zmienne, możliwe do modyfikacji. Rezultatem zmiany przekroju tej belki jest również zmiana przekroju belek podpierających (wsporników) *2*. Analizę wytrzymałościową wykonano dla trzech wariantów wymiarowych przekroju poprzecznego belki pionowej (*1* na ryc. 4.20 i ryc. 4.21):

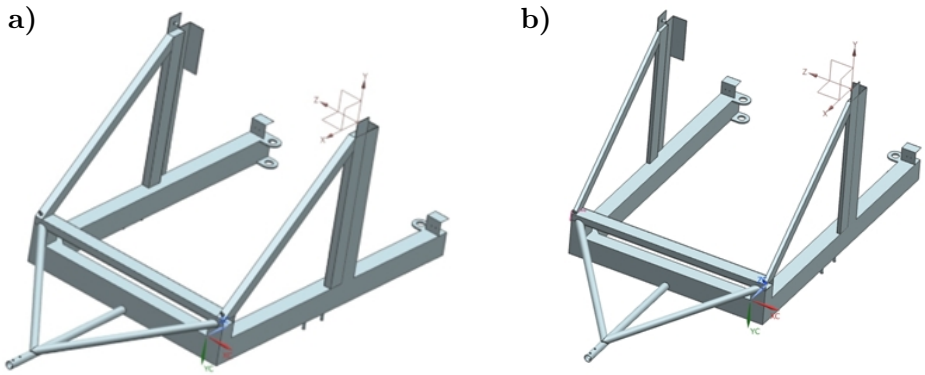
- 100 mm × 150 mm × 5 mm,
- 50 mm × 150 mm × 2 mm,
- 25 mm × 150 mm × 2 mm.



Ryc. 4.20. Elementy podlegające zmianom w procesie optymalizacji: 1 – podpora pionowa, 2 – wspornik

Do symulacji wykorzystywano dwa gatunki materiałów: stal S235JR albo stop aluminium AlMg1SiCu. W każdym wariancie materiałowym model był obciążany siłą, generowaną przez jedną z czterech wartości masy z zakresu od 200 kg do 500 kg, z krokiem co 100 kg. Obliczenia zostały zrealizowane

przy użyciu aplikacji Advanced Simulation. Do ich wykonania wykorzystano wcześniej przygotowane modele, odpowiednio zmodyfikowane pod względem materiału, profilu kształtownika i obciążenia. Zbiorcze wyniki tych symulacji zestawiono w tabeli 4.1.



Ryc. 4.21. Porównanie modeli ramy z podporą pionową wykonaną z kształtownika o wymiarach przekroju: a) 50 mm × 150 mm × 2 mm; b) 25 mm × 150 mm × 2 mm

Najmniejszą masę ma rama wykonana ze stopu aluminium o wymiarach podpór 25 mm × 150 mm × 2 mm. Naprężenia maksymalne przy obciążeniu szpulą o masie 500 kg osiągnęły wartość $\sigma_{\text{red}} = 89\,\text{MPa}$ (ryc. 4.22). Nie przekraczają granicy plastyczności materiału, która wynosi $R_e = 125\,\text{MPa}$. Rama wykonana z profili o takich wymiarach przeniesie więc zadane obciążenie i nie powinna ulec zniszczeniu podczas pracy. Jednak przemieszczenia maksymalne ramy o wartości $u = 2{,}57\,\text{mm}$ (ryc. 4.23) są zbyt duże. Belka, na której zawieszana jest szpula dostawcza, np. z nawiniętym światłowodem, przesuwa się wzdłuż dwóch pionowych prowadnic umieszczonych przy podporach. Obliczone w wyniku symulacji wartości przemieszczenia mogą powodować zwiększenie luzów pomiędzy przesuwającymi się elementami, a w rezultacie zakleszczenie belki pomiędzy podporami. Z tego też względu rozwiązanie to powinno zostać odrzucone.

Rozwiązanie wykorzystujące stop aluminium o oznaczeniu AlMg1SiCu do budowy podpory pionowej o wymiarach 50 mm × 150 mm × 2 mm, mimo że nie powstają w nim naprężenia przekraczające granicę plastyczności $R_e = 125\,\text{MPa}$, również powinno zostać odrzucone. Podobnie jak w przypadku poprzednio omówionej symulacji powodem takiej decyzji jest duże prawdopodobieństwo zakleszczania belki bębna między podporami. Wyniki

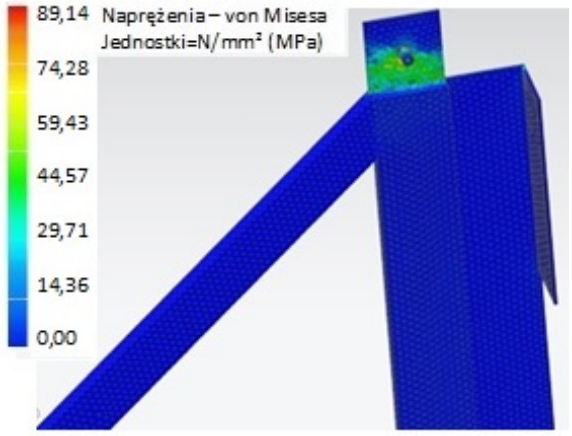
analizy wytrzymałościowej tej wersji konstrukcyjnej zamieszczono na rycinach 4.24 i 4.25.

Tab. 4.1. Wyniki analizy wytrzymałościowej uzyskane dla dwóch materiałów, trzech profili i czterech przypadków obciążenia ładunkiem

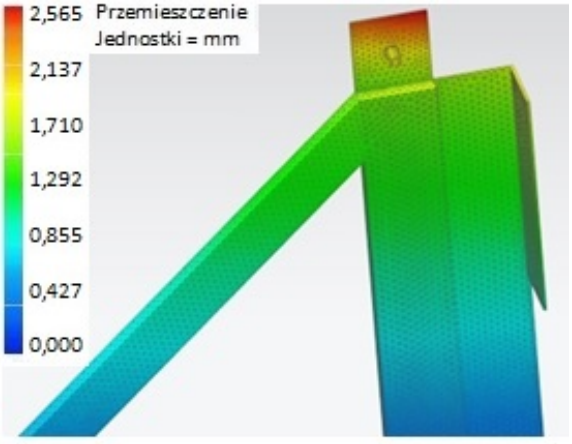
Materiał	Wymiary profilu podpory	Masa ramy	Masa ładunku	Maksymalne naprężenia	Maksymalne odkształcenia
	mm	kg		MPa	mm
AlMg1SiCu	25×150×2	53,8	200	36,35	1,045
			300	54,1	1,557
			400	71,92	2,069
			500	89,14	2,565
	50×150×2	55,1	200	37,12	0,481
			300	55,33	0,716
			400	73,53	0,952
			500	91,14	1,18
	100×150×5	72,7	200	28,5	0,306
			300	42,43	0,455
			400	56,4	0,605
			500	67,36	0,732
S235JR	25×150×2	155,4	200	39,02	0,351
			300	58,15	0,523
			400	77,29	0,695
			500	95,8	0,861
	50×150×2	159,1	200	39,4	0,174
			300	58,72	0,259
			400	78,04	0,344
			500	96,73	0,426
	100×150×5	209,7	200	28,49	0,102
			300	42,41	0,152
			400	56,38	0,202
			500	69,87	0,251

Ramy wykonane z profili stalowych gatunku S235JR przenoszą zadane obciążenia, o czym świadczą generowane naprężenia o wartości $\sigma_{\text{red}} \leqslant 40\,\text{MPa}$, znacznie mniejszej niż granica plastyczności $R_e = 235\,\text{MPa}$. Przemieszczenia elementów w górnych obszarach pionowej podpory, obliczone dla profili o najmniejszym polu przekroju poprzecznego, nie przekraczają wartości

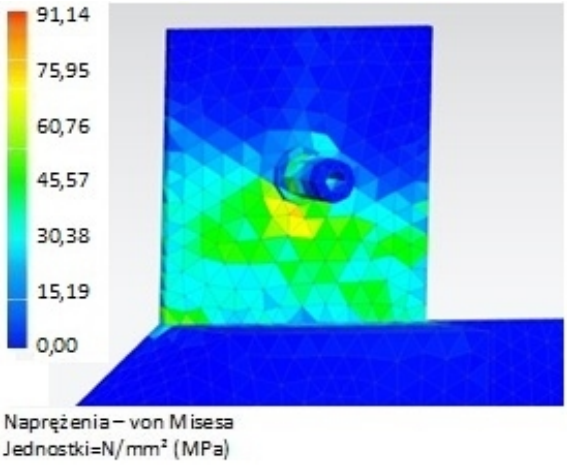
1 mm. Konstrukcje wykonane z zastosowaniem każdego z trzech wariantów profili stalowych spełniają warunki poprawnej pracy (patrz ryciny 4.26–4.29). Zostały jednak odrzucone ze względu na dużą masę, więc w przypadku wykorzystania tego materiału wystąpiłaby konieczność ograniczenia ładowności przyczepy.



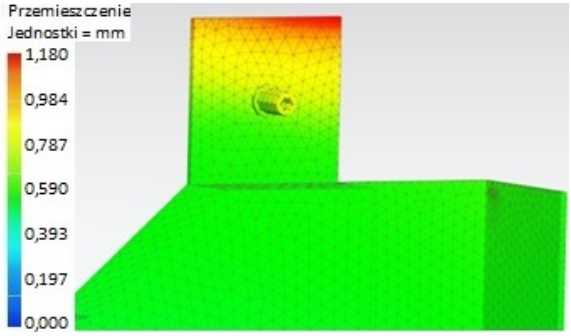
Ryc. 4.22. Naprężenia zredukowane obliczone w ramie ze stopu AlMg1SiCu z pionową podporą i poprzeczką o wymiarach 25 mm × 150 mm × 2 mm



Ryc. 4.23. Obliczone podczas symulacji przemieszczenia ramy ze stopu AlMg1SiCu z pionową podporą i poprzeczką o wymiarach przekroju 25 mm × 150 mm × 2 mm



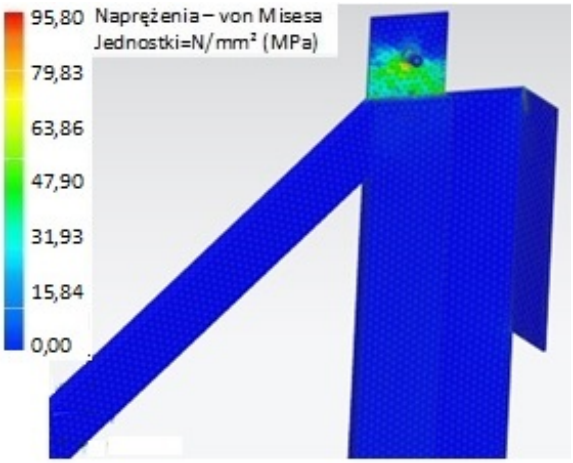
Ryc. 4.24. Obliczone podczas symulacji naprężenia w ramie wykonanej ze stopu aluminium, gdy pionowa podpora i poprzeczka mają wymiary przekroju 50 mm × 150 mm × 2 mm



Ryc. 4.25. Obliczone podczas symulacji przemieszczenia ramy wykonanej ze stopu aluminium z pionową podporą i poprzeczką w postaci kształtownika o wymiarach przekroju poprzecznego 50 mm × 150 mm × 2 mm

W wyniku przeprowadzonych czynności optymalizacyjnych zdecydowano, że warunek minimalnej masy oraz bezpiecznych wartości naprężeń spełnia rozwiązanie wykorzystujące stop aluminium gatunku AlMg1SiCu. Podpory powinny być wykonane z profilu o wymiarach przekroju poprzecznego 100 mm × 150 mm × 5 mm. Masa rozpatrywanych elementów, w przypadku wykorzystania tego profilu, wynosi 72,7 kg, czyli mniej niż 10 % maksymalnej masy przyczepy lekkiej. Występuje zatem duża różnica mas, która po zainstalowaniu dodatkowych elementów i zespołów, np. osi, kół, wciągarki, zapewni odpowiednią ładowność projektowanej przyczepy. Przemieszczenia maksymalne, mniejsze niż 0,8 mm nie powinny powodować zjawiska klinowa-

nia się w prowadnicach wciąganej belki obciążonej ładunkiem. Dodatkowo, naprężenia maksymalne o wartości 68 MPa nie przekraczają naprężeń dopuszczalnych $R_e = 125$ MPa. Wobec tego nie występuje niebezpieczeństwo uszkodzenia elementów konstrukcji przyczepy w warunkach statycznego obciążenia szpulą dostawczą.



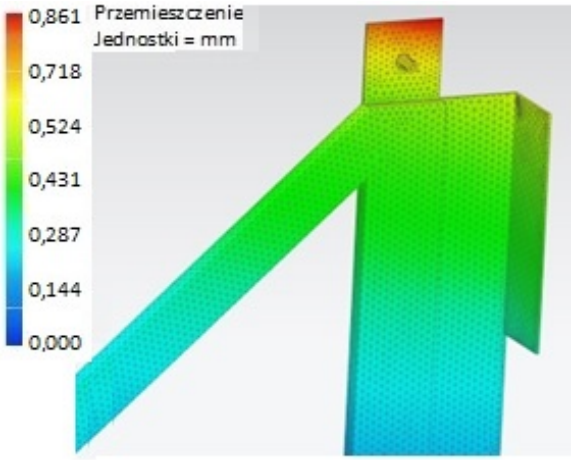
Ryc. 4.26. Obliczone podczas symulacji naprężenia zredukowane w ramie wykonanej ze stali S235JR, gdy pionowa podpora i poprzeczka miały wymiary przekroju 25 mm × 150 mm × 2 mm

4.4. Uwagi projektowe i eksploatacyjne

Wnikliwy Czytelnik zapewne zauważył, że chociaż przewidziano możliwość przemieszczania szpuli dostawczej w kierunku pionowym, to jej załadowanie może sprawiać trudności. Wynika to z faktu, że w konstrukcji przyczepy wykorzystano oś ciągłą na całej szerokości pojazdu. Gdyby zastosować oś, która składa się z dwóch elementów (półosi), to szpulę można byłoby wtoczyć (cofnąć przyczepą) aż do miejsca, w którym znajduje się oś w modelu tutaj rozpatrywanym. Taka konstrukcja zawieszenia przyczepy może być jednym z proponowanych wariantów do samodzielnego rozważenia.

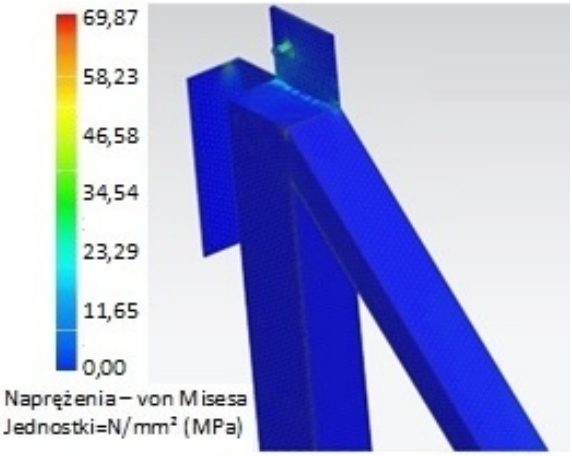
W rozdziale niniejszym zestawiono wyniki obliczeń wytrzymałościowych, przeprowadzonych dla dwóch gatunków materiałów i różnych profili przekroju elementów ramy. Użyto jednak kształtowników o tych samych wymiarach poprzecznych dla obydwu materiałów. Nie jest to działanie twórcze, jak wynika z wartości zamieszczonych w tabeli 4.1, lecz zdecydowano się na taki

zbiór danych celowo. Postanowiono pokazać wpływ właściwości materiału na dwa podane parametry wytrzymałościowe. Wartości naprężeń zamieszczone w tabeli tylko nieznacznie różnią się parami, jeśli porównać ten sam profil dla różnych materiałów. Widoczne jest też, że przy takich założeniach jeden z materiałów jest silnie wytężony, podczas gdy dla drugiego uzyskano wytężenie niewielkie. Na podstawie uzyskanych wyników można przeprowadzić dyskusję na temat uzyskanego z obliczeń współczynnika bezpieczeństwa konstrukcji oraz zainicjować analizę racjonalności zużycia zasobów.

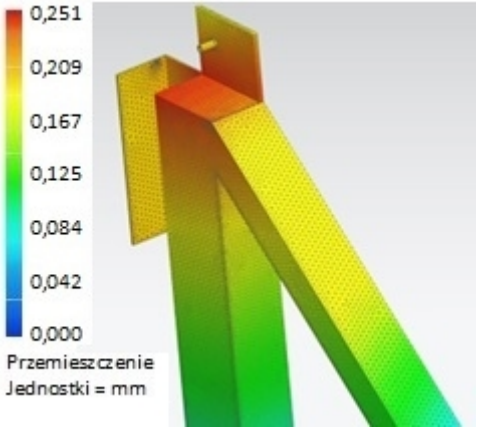


Ryc. 4.27. Przemieszczenia elementów ramy wykonanej ze stali S235JR, gdy pionowa podpora i poprzeczka miały wymiary przekroju 25 mm × 150 mm × 2 mm

Oczywistym do rozważenia wariantem konstrukcyjnym jest zastosowanie profili o różnych wymiarach przekroju oraz wykonanych z innych gatunków materiałów. Proponujemy również sprawdzić częstości drgań własnych konstrukcji przyczepy wraz z załadowaną szpulą o różnej masie, co może być podstawą do doboru lub optymalizacji parametrów elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia.



Ryc. 4.28. Obliczone podczas symulacji naprężenia zredukowane w ramie wykonanej ze stali S235JR, gdy pionowa podpora i poprzeczka miały wymiary przekroju 100 mm × 150 mm × 5 mm



Ryc. 4.29. Przemieszczenia elementów ramy wykonanej ze stali S235JR, gdy pionowa podpora i poprzeczka miały wymiary przekroju 100 mm × 150 mm × 5 mm

Literatura

[1] AZMAR sp. z o.o., *Azmar – formatki aluminiowe – profile*. https://azmar.pl (dostęp 1.09.2025).

[2] ISO 1103:2007, *Road vehicles – Coupling balls for caravans and light trailers – Dimensions*.

[3] PN-EN 573-3+A2:2024-06, *Aluminium i stopy aluminium – Skład chemiczny i rodzaje wyrobów przerobionych plastycznie – Część 3: Skład chemiczny i rodzaje wyrobów*.

[4] PN-EN 573-5:2009, *Aluminium i stopy aluminium – Skład chemiczny i rodzaje wyrobów przerobionych plastycznie – Część 5: Kodyfikacja znormalizowanych wyrobów przerobionych plastycznie*.

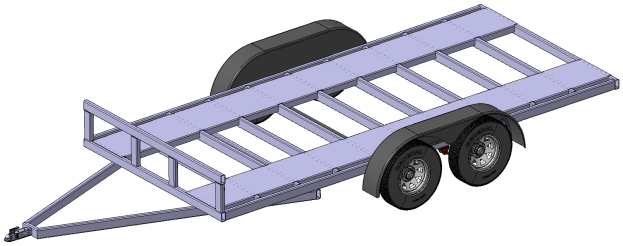
[5] PN-EN 60264-2-1:2003/A1:2005, *Pakowanie przewodów nawojowych– Część 2-1: Szpule dostawcze z rdzeniem cylindrycznym–Wymiary podstawowe*.

5. Optymalizacja geometrii lawety

W tym rozdziale przedstawiono propozycję przeprowadzenia analizy wytrzymałościowej ramy lawety. Nazwa laweta jest popularnym i niewystępującym w przepisach określeniem przyczepy, zwykle używanej do przewozu pojazdu, którego konstrukcja umożliwia najazd na pomosty, np. pojazdu kołowego lub gąsienicowego. Zmniejszenie masy lawety, przy jednoczesnym zachowaniu sztywności i wytrzymałości jej konstrukcji, wpływa na ograniczenie ilości zużywanego paliwa lub pozwala na transport cięższych pojazdów przy wykorzystaniu tego samego pojazdu ciągnącego.

5.1. Charakterystyka konstrukcji analizowanej lawety

Podstawowym celem optymalizacji geometrii przyczepy jest zmniejszenie jej masy własnej poprzez zmianę wymiarów przekroju poprzecznego profili, z których zbudowany jest układ nośny. Zadanie optymalizacyjne przeprowadzono w oparciu o model przyczepy przedstawiony na rycinie 5.1. Jej konstrukcja jest podobna do dostępnych na rynku przyczep o dopuszczalnym obciążeniu 15 000 N. Jest to nośność wystarczająca do przewozu jednego z wielu współcześnie wytwarzanych modeli samochodów osobowych z napędem spalinowym.



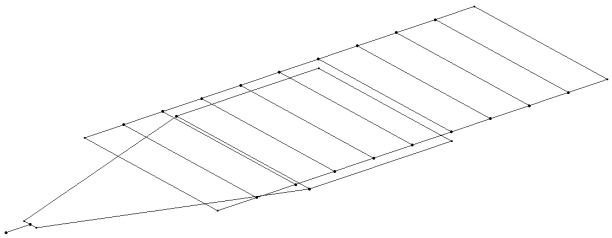
Ryc. 5.1. Model bryłowy przyczepy do przewozu pojazdów

Wymiary konstrukcji można przyjąć na podstawie danych technicznych pojazdów oferowanych na rynku. Rama analizowanej przyczepy zbudowana jest z profilu zamkniętego o przekroju prostokątnym i wymiarach 100 mm × 50 mm przy grubości ścianki 5 mm. Dyszel w kształcie litery

V wykonany został z profilu zamkniętego o przekroju prostokątnym i wymiarach 70 mm × 60 mm × 5 mm. Dyszel wystaje do przodu na odległość 1200 mm od przedniej ściany lawety. Podłoga najazdów, na której spoczywa transportowany pojazd, została wykonana z blachy stalowej o grubości 5 mm. W celu zwiększenia sztywności blachy podłogi pomiędzy profilami poprzecznymi ramy blacha ta została wygięta w kształt litery C.

5.2. Model bryłowy

Model bryłowy przyczepy-lawety proponuje się wykonać w programie Catia. Modelowanie najłatwiej jest rozpocząć od wykonania szkicu (szkieletu) konstrukcji przedstawionego na rycinie 5.2. Czynność taka znacznie przyspiesza prace konstrukcyjne i pozwala w łatwy sposób zachować wszystkie wymiary, kształt i wzajemne usytuowanie elementów. Wartości wymiarowe zostały określone na podstawie specyfikacji jednego z producentów oraz w oparciu o pomiary dokonywane na fizycznym obiekcie.



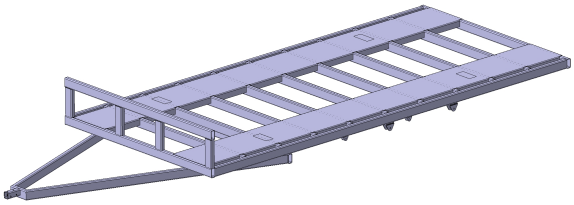
Ryc. 5.2. Szkielet kompletnej przyczepy widocznej na rycinie 5.1, przeznaczony do uzupełnienia poszczególnych elementów profilami

Kolejnym krokiem jest utworzenie potrzebnego profilu i skopiowanie go wielokrotnie z uwzględnieniem długości, zgodnej z wcześniej wykonanym szkicem. W ten sposób można uzyskać gotowy model bryłowy ramy. Ostatnim krokiem modelowania jest dodanie wygiętych blach najazdu. Przystępując do czynności związanych z analizą wytrzymałościową, z widoku modelu bryłowego wyłączono części niewchodzące w skład ramy: koła z elementami zawieszenia oraz urządzenia łączące do auta ciągnącego (ryc. 5.3).

Profilom o przekroju prostokątnym przypisano właściwości materiałowe odpowiadające stali niestopowej konstrukcyjnej jakościowej gatunku S355. Charakterystyczne parametry tej stali zamieszczono w tabeli 5.1.

Do przeprowadzenia automatycznej dyskretyzacji modelu można użyć oprogramowanie Catia. W wyniku jego działania, wcześniej utworzony model

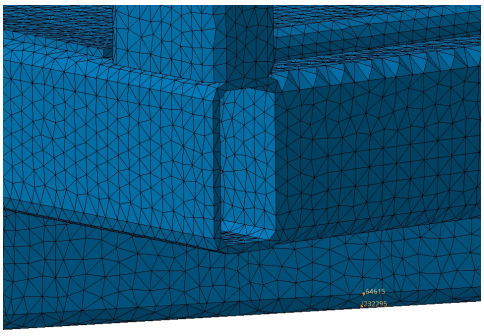
ramy został podzielony na 389 356 elementów tetragonalnych, które łącznie zawierają 1 176 312 węzłów. Wybór geometrii elementów do dyskretyzacji był spowodowany próbą dość dokładnego odwzorowania w modelu rzeczywistego kształtu profili ramy, co jest widoczne na rycinie 5.4.



Ryc. 5.3. Przestrzenny model ramy lawety, przygotowany do wykonania analizy wytrzymałościowej

Tab. 5.1. Parametry stali konstrukcyjnej S355, wykorzystanej do przypisania właściwości materiałowych częściom, które użyto do zbudowania modelu

Parametr	Symbol	Wartość	Jednostka
Moduł sprężystości liniowej Young'a	E	210	GPa
Współczynnik Poisson'a	ν	0,3	
Moduł sprężystości Kirchhoff'a	G	81	GPa
Gęstość materiału	ρ	7850	$\mathrm{kg\,m^{-3}}$
Granica plastyczności	R_e	355	MPa
Wytrzymałość na rozciąganie	R_m	510	MPa



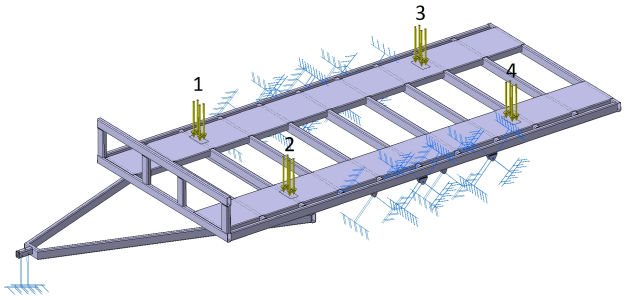
Ryc. 5.4. Fragment modelu ramy z nałożona siatką elementów tetragonalnych

5.3. Symulacja obciążenia ramy lawety

Jako obciążenie lawety przyjęto dane jednego z popularnych samochodów osobowych. Dane techniczne pojazdu przewożonego, niezbędne do umiejscowienia obciążenia modelu były następujące:

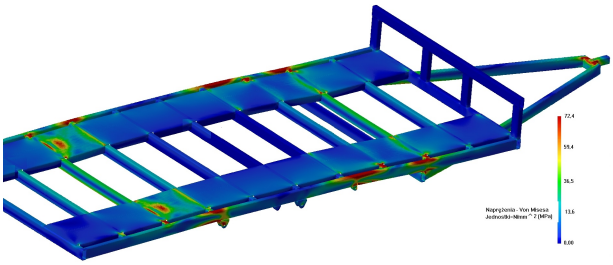
- rozstaw osi 2754 mm,
- rozstaw kół przednich 1522 mm,
- rozstaw kół tylnych 1537 mm,
- proporcja rozkładu masy na osie 55/45, odpowiednio dla przedniej i tylnej osi.

Masę własną auta przyjęto o wartości 1388 kg, co po przeliczeniu oznacza nacisk na przednią oś wynoszący 763,4 kg, natomiast na jedno koło przednie – 381,7 kg. Nacisk na tylną oś pojazdu wynosi 624,6 kg, co oznacza, że na jedno koło tylne przypada 312,3 kg. Powierzchnię styku koła z nawierzchnią przyjęto w kształcie prostokąta o wymiarach 205 mm × 100 mm, więc jej pole wynosiło 20 500 mm^2. Założono symetryczne rozłożenie ładunku na pomostach oraz symetrycznie rozmieszczone miejsca podparcia ramy. Do punktów oznaczonych *1* i *2* na rycinie 5.5 przyłożono siły o wartościach 3817 N, natomiast w punktach *3* i *4* działały siły o wartości 3123 N. Jako punkty podparcia wybrano miejsca mocowania resorów oraz miejsce złączenia lawety z samochodem ciągnącym. Założono w modelu, że żaden z tych punktów nie może się przemieszczać, co jest wystarczające do przeprowadzenia analizy statycznej.



Ryc. 5.5. Wizualizacja punktów podparcia i miejsc występowania sił nacisku lawety obciążonej statycznie samochodem osobowym

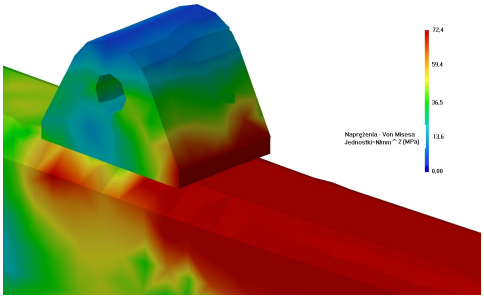
Na podstawie otrzymanych rozkładów zidentyfikowano miejsca występowania największych wartości naprężeń. Zgodnie z przewidywaniem, wartości te wystąpiły w pobliżu miejsca przyłożenia sił oraz w punktach podparcia. Przy przednim mocowaniu resoru naprężenia osiągają $\sigma_{\text{red}} = 72{,}4\,\text{MPa}$ (ryc. 5.6). W miejscach mocowania resorów, które znajdują się w środkowej części przyczepy, naprężenia są minimalne, co oznacza, że układ jest przesztywniony. Kontrolę poprawności przygotowanego modelu można przeprowadzić, zwiększając liczbę stopni swobody w tych punktach, gdzie naprężenia mają wartości niewielkie, co powinno doprowadzić do wygenerowania w tym obszarze naprężeń istotnie większych.



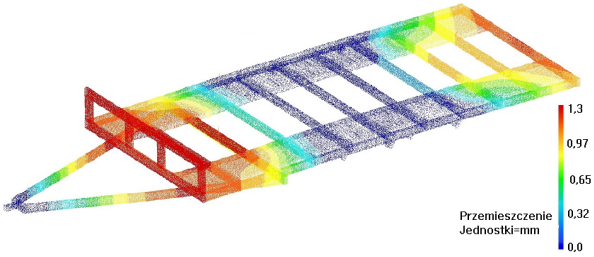
Ryc. 5.6. Mapa rozkładu naprężeń w ramie pod wpływem obciążenia ciężarem samochodu osobowego

Wystąpienie naprężeń o dużych wartościach ($\sigma_{\text{red}} = 72{,}4\,\text{MPa}$) w pobliżu punktu mocowania osi (ryc. 5.7) spowodowane jest prawdopodobnie uproszczeniem geometrii modelu w miejscach łączenia profili. W sąsiedztwie elementów konstrukcyjnych stykających się pod kątem prostym występuje karb geometryczny. W przypadku gdyby zastosować przejścia promieniowe, które są bardziej łagodne, pomiędzy elementami profili można byłoby uzyskać zmniejszenie wartości naprężeń. Przypuszczenie to wynika z tego, że: informacje o skutkach działania karbu geometrycznego są zamieszczane na wykresach, z których można odczytać współczynnik kształtu przekroju α_k. Jest on jedną z danych potrzebnych do obliczenia rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa δ. Spawanie inicjuje zmianę struktury i właściwości materiału, spowodowaną wpływem ciepła wytwarzanego podczas kładzenia spoiny. Ponadto przy obliczeniach wytrzymałościowych ulegają zmniejszeniu wartości naprężeń dopuszczalnych k, które w warunkach obciążenia statycznego można obliczyć jako iloczyn $z \cdot k$. Wartość współczynnika $z < 1$ zależy jedynie od rodzaju obciążenia. Przy obciążeniach zmiennych wartość tego współczynnika zależy zarówno od rodzaju obciążenia, jak i od charakterystyki zmienności cyklu.

W konstrukcji przyczepy element mocowania resoru jest spawany do belki ramy. Kształt lica spoiny zmniejsza oddziaływanie karbu geometrycznego, lecz sama spoina stanowi karb strukturalny, który jest spowodowany odkształceniami cieplnymi oraz występowaniem dużego gradientu struktury i właściwości. Na granicy strefy wpływu ciepła następuje szybkie chłodzenie materiału ze względu na dużą pojemność cieplną otoczenia spoiny o temperaturze normalnej. Podczas procesu chłodzenia zachodzi tam przemiana o charakterze pośrednim dyfuzyjno-bezdyfuzyjnym, której efektem jest dość drobna struktura bainityczna. W rezultacie w rzeczywistości wartość naprężeń zredukowanych w tym obszarze nie musiałaby ulec znaczącej zmianie, w porównaniu z obliczonymi podczas symulacji, ze względu na wzajemne znoszenie się skutków dwóch wspomnianych zjawisk.



Ryc. 5.7. Rozkład naprężeń w obszarze mocowania resoru do osi jezdnej, bezpośrednio obciążonej ciężarem samochodu osobowego



Ryc. 5.8. Rozkład przemieszczeń elementów konstrukcyjnych lawety z załadowanym samochodem osobowym

W wyniku analizy MES wygenerowano także mapy przemieszczeń, ukazujące zmiany położenia elementów przyczepy względem stanu bez obciążenia. Największe wartości przemieszczeń występują w przedniej części ramy, w obszarze od pionowej części ramy do płaszczyzn oparcia kół przednich. Osiągają one tam wartość $u = 1{,}3\,\mathrm{mm}$, co można zaobserwować na rycinie 5.8.

Rozległy obszar nieodkształconej konstrukcji w jej środkowej części potwierdza wcześniejsze przypuszczenia o nietypowo dużej sztywności tego miejsca.

5.4. Optymalizacja geometrii ramy lawety

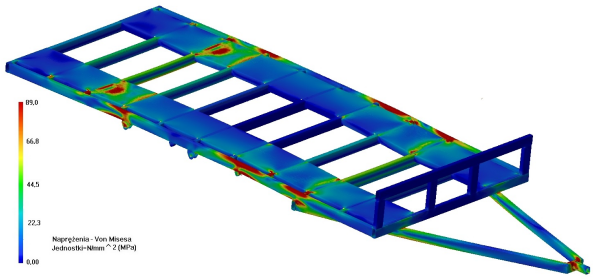
Największe naprężenia zredukowane występujące w ramie w przypadku badania jej pod obciążeniem statycznym, generowanym po załadowaniu samochodu osobowego, wynosiły $\sigma_{\text{red}} = 72{,}4\,\text{MPa}$. Wartość ta jest mniejsza od granicy plastyczności stali gatunku S355, która osiąga $R_e = 355\,\text{MPa}$. Otrzymane wyniki badań wskazują, że żaden przekrój nie został przeciążony. Wręcz przeciwnie – statycznie obciążona konstrukcja lawety charakteryzuje się nadspodziewanie dużym współczynnikiem bezpieczeństwa, wynoszącym $\frac{355\,\text{MPa}}{72{,}4\,\text{MPa}} \approx 4{,}9$. Fakt ten stanowi więc racjonalny powód, żeby dokonać analizy zmian konstrukcji ramy lawety, których celem byłoby zmniejszenie jej masy własnej jako kryterium optymalizacji.

W dalszej kolejności przedstawiono ocenę możliwości zmiany kształtowników użytych do budowy modelu lub konsekwencje modyfikacji kratownicy ramy. W obydwu przeprowadzonych analizach przyjęto, że podłoga najazdów, na której stoi transportowany pojazd, zostanie wykonana z blachy stalowej o grubości 4 mm, czyli nominalnie o 20 % cieńszej niż przyjęta w projekcie referencyjnym, analizowanym w podrozdziałach 5.1–5.3.

5.4.1. Modyfikacja profili

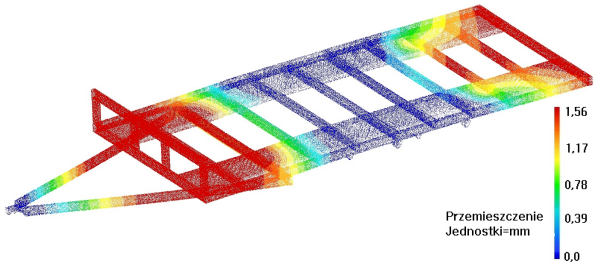
Pierwsza wersja zmiany konstrukcyjnej polega na zastosowaniu kształtowników o zmniejszonej grubości ścianki. Rama mogłaby zostać wykonana z profilu zamkniętego o przekroju prostokątnym 100 mm × 50 mm i grubości ścianki 4 mm. Do wykonania dyszla można byłoby użyć profil zamknięty o przekroju prostokątnym 70 mm × 60 mm i grubości ścianki również 4 mm. Zmiana grubości ścianek profili doprowadziła do zmniejszenia masy ramy z początkowej wartości 694,7 kg do 558,5 kg. Uzyskano zatem w ten sposób około 20 % zmniejszenie masy własnej. Podczas analizy wytrzymałościowej zastosowano obciążenie, spowodowane umieszczeniem na lawecie samochodu osobowego, takie samo, jak opisane w podrozdziale 5.3. Po przeprowadzeniu symulacji można zauważyć (ryc. 5.9), że największe naprężenia występują w tych samych przekrojach ramy, które zostały wskazane we wspomnianym podrozdziale, czyli w okolicy miejsca przedniego mocowania resoru. Wartości naprężeń w tym obszarze osiągają $\sigma_{\text{red}} = 89\,\text{MPa}$, wobec obliczonych dla wcześniejszej wersji konstrukcji $\sigma_{\text{red}} = 72{,}4\,\text{MPa}$. Nadal jednak współczynnik

bezpieczeństwa przy obciążeniu statycznym ma dość dużą wartość, bowiem $\frac{355\,\mathrm{MPa}}{89\,\mathrm{MPa}} \approx 4$.



Ryc. 5.9. Naprężenia zredukowane w ramie lawety po zmniejszeniu przekroju poprzecznego profilu do 100 mm × 50 mm × 4 mm

Przeprowadzona została także analiza przemieszczeń, której wyniki przedstawiono na rycinie 5.10. Można z niej zauważyć, że największe przemieszczenia, o wartości 1,56 mm, są takie same w przedniej i tylnej części ramy, na zewnątrz od płaszczyzn styku kół samochodu z podłożem. Uzasadnione jest więc stwierdzenie, że w porównaniu z wymiarami konstrukcji przyczepy przemieszczenia te mają wartości niewielkie.



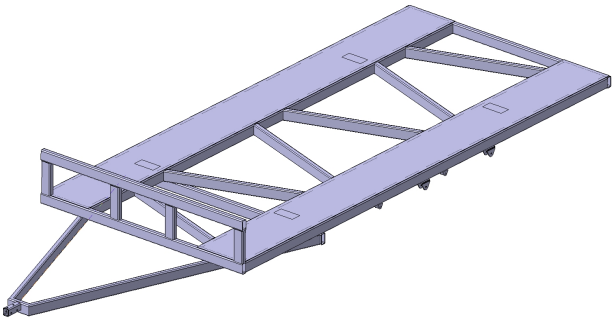
Ryc. 5.10. Rozkład przemieszczeń w ramie lawety po zmniejszeniu przekroju poprzecznego profilu do 100 mm × 50 mm × 4 mm

5.4.2. Modyfikacja kratownicy

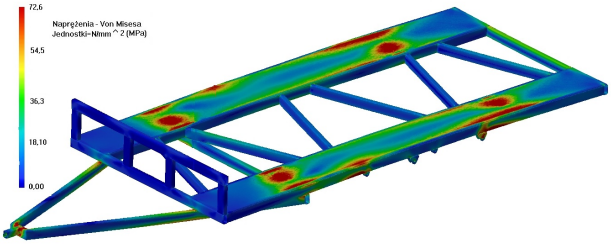
Druga wersja zmian konstrukcji lawety polega na innym rozmieszczeniu wsporników wzmacniających środkową część ramy. W miejsce równoległych belek, umieszczonych poprzecznie, zastosowano układ kratownicowy poziomy. Przewidziano, że belki w tym przypadku wykonane zostaną z profilu

zamkniętego o przekroju prostokątnym i wymiarach takich samych jak wersja referencyjna konstrukcji, czyli 100 mm × 50 mm × 5 mm (ryc. 5.11).

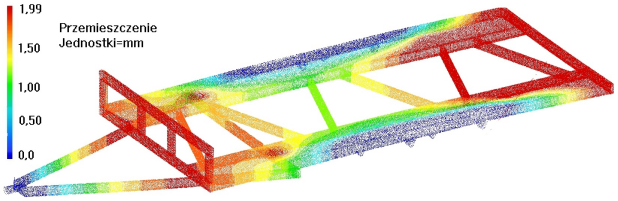
Zmiana geometrii części środkowej ramy lawety spowodowała zmniejszenie jej masy do wartości 515 kg. Osiągnięto w tym przypadku redukcję masy o 26 % w porównaniu do konstrukcji bez modyfikacji. Przy obciążeniu ciężarem samochodu osobowego otrzymano niemal takie same wartości naprężeń zredukowanych występujących w ramie w porównaniu do modelu zawierającego zestaw belek poprzecznych. Największe naprężenia $\sigma_{\text{red}} = 72{,}6\,\text{MPa}$ wystąpiły w pobliżu miejsca przedniego mocowania resoru, które widoczne jest na rycinie 5.12. Analiza przemieszczeń ramy (ryc. 5.13) wykazała, że największe przemieszczenia występują w jej tylnej części i wynoszą $u = 1{,}99\,\text{mm}$, co jest wartością akceptowalną.



Ryc. 5.11. Rama lawety po zmianie konstrukcji części środkowej, wykonanej z profilu o grubości 5 mm



Ryc. 5.12. Naprężenia zredukowane w ramie lawety obciążonej samochodem osobowym, po zmianie konstrukcji części środkowej ramy na układ kratownicowy



Ryc. 5.13. Rozkład przemieszczeń w ramie lawety obciążonej samochodem osobowym, po zmianie konstrukcji części środkowej ramy na kratownicową

5.5. Podsumowanie

Zadania optymalizacji geometrii lawety w celu zmniejszenia jej masy przeprowadzono dwuetapowo. Pierwszym z tych etapów było zmniejszenie grubości ścianki profilu zamkniętego oraz grubości blachy na podłodze, z początkowo wynoszącej 5 mm do 4 mm. Niezależnie przeprowadzono drugi proces, który związany był ze zmianą kształtu części środkowej ramy lawety. Po zmniejszeniu grubości ścianki profili naprężenia zredukowane występujące w ramie zwiększyły się, w przypadku badania przy obciążeniu autem osobowym o masie 1388 kg, z referencyjnych 72,4 MPa do 89 MPa. Zmiana ta oznacza zwiększenie naprężeń o około 23 % wartości mniejszej. Zaobserwowano także większe przemieszczenia elementów ramy o 20 %, z początkowej wartości 1,3 mm do 1,56 mm. W przypadku pierwszego etapu optymalizacji osiągnięto zmniejszenie masy do 558,5 kg. Dla bazowego modelu było to natomiast 694,7 kg, wobec czego efektem tej modyfikacji jest około 20 % redukcja masy. Wartości podstawowych parametrów wytrzymałościowych, uzyskanych w procesie optymalizacji przedstawiono w tabeli 5.2.

Wyniki uzyskane po drugim etapie optymalizacji wskazują na nieznaczne zwiększenie naprężeń generowanych w ramie, z 72,4 MPa do 72,6 MPa, co stanowi zaledwie około 0,3 %. Wzrost przemieszczenia dla tego etapu optymalizacji jest zauważalnie większy niż po etapie pierwszym. W przypadku drugiego sposobu modyfikacji ramy było to około 53 %, z początkowego przemieszczenia wynoszącego 1,3 mm do 1,99 mm. Drugi etap optymalizacji spowodował redukcję masy do 515 kg, czyli o około 26 %.

Poprzez optymalizację geometryczną osiągnięto zmniejszenie masy przy zachowaniu sztywności i wytrzymałości, które zapewniają bezpieczne użytkowanie. Wartość granicy plastyczności materiału ramy wynosi $R_e = 355$ MPa, więc uzyskane wartości naprężeń rzeczywistych są od niej około czterokrotnie mniejsze. Wprowadzone zmiany konstrukcyjne w obydwu badanych

przypadkach nie wpłyną więc negatywnie na bezpieczeństwo użytkowania lawety. Chociaż wniosek ten wydaje się oczywisty, to należy mieć na uwadze, że symulacje przeprowadzono jedynie w warunkach obciążenia statycznego konstrukcji.

Tab. 5.2. Porównanie wyników symulacji przy obciążeniu lawety samochodem osobowym

Model	Parametr		
	Max naprężenie zredukowane σ_{red}	**Przemieszczenie u**	**Masa ramy m**
	MPa	**mm**	**kg**
bazowy	72,4	1,3	694,7
modyfikacja profili	89	1,56	558,5
modyfikacja kratownicy	72,6	1,99	515

5.6. Uwagi projektowe i eksploatacyjne

Lawety o konstrukcji podobnej do analizowanej w tym rozdziale służą do transportu pojazdów, którymi z różnych powodów nie przejeżdża się na większych dystansach. Czytelnik może samodzielnie przemyśleć sposób obciążenia lawety w przypadku przewożenia pojazdu innego typu lub niekompletnego, co może wpływać nie tylko na położenie środka ciężkości, ale również na rozkład masy na pomoście.

Ważnym aspektem rozkładu ciężaru na przyczepie jest siła nacisku pionowego na zaczep. Zachęcamy do rozważenia zastosowania rozwiązania konstrukcyjnego, które mogłoby pomóc kontrolować rozkład ciężaru na lawecie. Celem takiej modyfikacji jest uniknięcie niebezpieczeństwa przekroczenia siły pionowej obciążającej urządzenie sprzęgające, której limit jest określony w homologacji pojazdu ciągnącego przyczepę. Na tabliczce znamionowej zaczepu znajduje się parametr oznaczony literą S (ang. *static*), z wartością w jednostce masy, który oznacza pionowe obciążenie zaczepu, wynikające z jego wytrzymałości. Najmniejsze wartości tego wskaźnika wynoszą 50 kg, a zwykle nie przekraczają 75 kg, chociaż istnieją konstrukcje, w których dopuszcza się pionowe obciążenie do 200 kg.

W niniejszym rozdziale nie wspomniano o sposobie załadunku na lawetę pojazdu przewożonego. Konstrukcje dostępne na rynku charakteryzują się dwoma rozwiązaniami w tym zakresie. W każdym z nich przewidziano pomosty, mocowane na zawiasach w tylnej części lawety. Pomosty te mogą być rozłączane po załadunku i chowane wzdłuż przyczepy pod kładkami najazdowymi. Inną opcją jest ich obracanie do kierunku pionowego na czas transportu, pomiędzy załadunkiem i rozładunkiem pojazdu przewożonego. Każde z tych rozwiązań ma swoje wady i zalety, o których można dyskutować, a niektóre argumenty można poprzeć stosownymi obliczeniami i przeprowadzić symulacje.

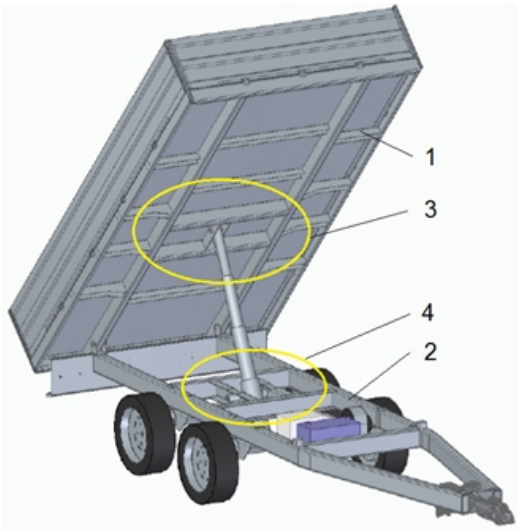
Inną propozycją do rozważenia jest sprawdzenie wytrzymałości konstrukcji w przypadku przewożenia specjalistycznych maszyn, jak np.: minikoparki gąsienicowej lub samobieżnego podnośnika nożycowego. Sposób rozłożenia obciążenia na pomostach lawety oraz ramy przyczepy jest w tych przypadkach odmienny od tego, który występuje w czasie transportu samochodu osobowego, wjeżdżającego na lawetę na kołach.

6. Zmiany technologii montażu przyczepy

W niniejszym rozdziale, w oparciu o wymiary oferowanej na rynku przyczepy samochodowej, przeprowadzono analizę, dotyczącą zmiany technologii wykonania konstrukcji nośnej, składającej się z ramy dolnej oraz górnej. Pod pojęciem ramy górnej należy rozumieć tę część konstrukcji przyczepy, na której opiera się podnoszona skrzynia ładunkowa. Rama dolna stanowi część podwozia i pełni rolę oparcia dla ramy (górnej) skrzyni ładunkowej w położeniu transportowym.

6.1. Charakterystyka analizowanej konstrukcji

Konstrukcja, której technologia montażu była przedmiotem modyfikacji, to dwuosiowa przyczepa samowyładowcza, wyposażona w siłownik hydrauliczny (ryc. 6.1). Dopuszczalna masa całkowita tej przyczepy wynosi 2000 kg.



Ryc. 6.1. Widok aksonometryczny modelu przyczepy w położeniu maksymalnego wzniosu skrzyni ładunkowej: 1 – rama górna skrzyni ładunkowej, 2 – rama dolna (nośna), 3 – węzeł mocowania siłownika w ramie górnej, 4 – węzeł mocowania siłownika w ramie dolnej

Analiza wytrzymałościowa z wykorzystaniem metody elementów skończonych była przeprowadzona dla początkowej chwili procesu rozładunku, to znaczy gdy rozpoczyna się wysuw tłoczyska siłownika i podnoszenie ramy górnej. Następuje wówczas zmiana punktów podparcia ramy skrzyni ładunkowej, a obciążenie przenoszone jest na węzły *3* i *4* (ryc. 6.1), w których zamocowany jest siłownik. Obciążenie tych elementów zmienia się wraz ze zmianą kąta wzniosu ramy górnej, a jego wartość maksymalna rejestrowana jest dla kąta w przedziale od 1,0° do 1,5° [2, 5]. W każdym z trzech przypadków przyjęto, że elementy ram wykonane zostały ze stali konstrukcyjnej S355, której granica plastyczności wynosi $R_e = 355\,\text{MPa}$. Podczas analizy wytrzymałościowej MES na wszystkie elementy nałożono siatkę o symbolu C3D8R i rozmiarze 3 mm. Model, w którym nie uwzględniono sprzęgu, został podzielony na 358 557 elementów skończonych. Obciążenie, którym poddano modele ram, odzwierciedlało przypadek, w jakim ładunek był równomiernie rozłożony w objętości skrzyni ładunkowej. Maksymalna siła wynikająca z dopuszczalnej masy ładunku jest równa 17 000 N.

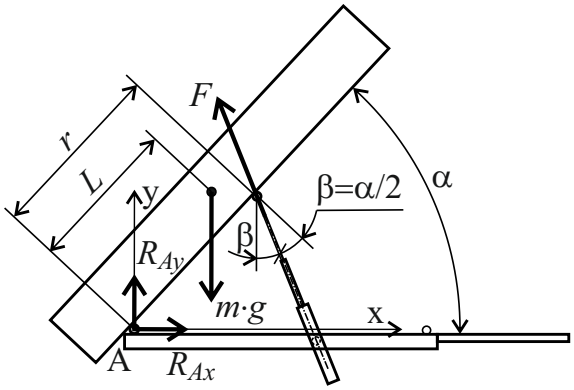
6.2. Obciążenie ramy w czasie jej unoszenia

Na rycinie 6.2 przedstawiono szkic ramy przyczepy podczas unoszenia skrzyni ładunkowej, na którym uwzględniono działające siły. Masa skrzyni wraz z ładunkiem wynosi m i znajduje się w odległości L od osi obrotu A tej skrzyni. Siłownik hydrauliczny musi wytworzyć siłę o wartości minimalnej F, która działa na ramieniu r. Kąt β określa kierunek wektora siły F i zmienia się proporcjonalnie do połowy kąta unoszenia skrzyni ładunkowej α. Siły reakcji przyłożone do punktu A są siłami wtórnymi, wynikającymi z odpowiedzi układu na działanie siły ciężkości oraz unoszącej skrzynię ładunkową F. W układzie współrzędnych xy warunek równowagi momentów względem punktu A, który leży na osi obrotu skrzyni ładunkowej podczas jej unoszenia, można zapisać następująco:

$$m \cdot g \cdot L \cdot \cos(\alpha) - F \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot r \cdot \cos(\alpha) - F \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot r \cdot \sin(\alpha) = 0, \quad (6.1)$$

gdzie (ryc. 6.2):
m [kg] – masa skrzyni wraz z ładunkiem,
g [$\text{m}\,\text{s}^{-2}$] – przyspieszenie ziemskie,
L [mm] – odległość środka masy skrzyni z ładunkiem od osi jej obrotu,
F [N] – siła generowana przez siłownik hydrauliczny,
α [°] – kąt odchylenia skrzyni od poziomu podczas jej unoszenia,

r [mm] – odległość od sworznia siłownika do osi obrotu skrzyni.
Na stronie 103 zostanie podane, że warunek równowagi można zapisać w krótszej postaci, z której bezpośrednio wynika wzór (6.4).



Ryc. 6.2. Rozkład sił działających na skrzynię załadowaną materiałem sypkim, podczas jej unoszenia

Nie jest korzystnie przyjąć układ współrzędnych związany ze skrzynią ładunkową. Gdyby rzutować wektory sił na jego osie, to należałoby znać położenie środka ciężkości skrzyni wraz z ładunkiem w celu wyliczenia momentu.

Z zależności (6.1) można wyznaczyć najmniejszą wartość siły F, która musi być generowana przez siłownik podczas unoszenia skrzyni i obciąża konstrukcję zarówno ramy przyczepy, jak i ramę skrzyni ładunkowej:

$$F = \frac{m \cdot g \cdot L \cdot \cos(\alpha)}{r \cdot \left[\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \cos(\alpha) + \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \sin(\alpha)\right]}. \tag{6.2}$$

We wzorze (6.2) r jest stałą konstrukcyjną. Ponadto, jeżeli ładunek został prawidłowo umieszczony na skrzyni, to wymiar L ma wartość równą około połowy długości skrzyni ładunkowej i można przyjąć, że nie zmienia się, przynajmniej w początkowym okresie jej unoszenia. Podobnie masa m powinna być znana w chwili rozpoczęcia unoszenia skrzyni i zmienia się tylko minimalnie, gdy materiał sypki zsuwa się ze skrzyni po otwarciu tylnej burty. Z zależności trygonometrycznych wiadomo, że:

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \cos(\alpha) + \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \sin(\alpha) = \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right). \tag{6.3}$$

Po uwzględnieniu zależności (6.3), równanie (6.2) można zapisać w postaci (6.4), w której wyodrębniono czynniki dynamiczne, geometryczne, a także iloraz funkcji jedynej istotnie zmiennej wielkości jaką jest kąt α.

$$F(\alpha) = m \cdot g \cdot \frac{L}{r} \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}. \tag{6.4}$$

Wzór (6.4) można otrzymać bezpośrednio przez przekształcenie warunku równowagi momentów względem punktu A (ryc. 6.2). Wystarczy zauważyć, że odległość od tego punktu do kierunku wektora siły ciężkości wynosi $L \cdot \cos(\alpha)$, a ramię działania siły F ma długość $r \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)$.

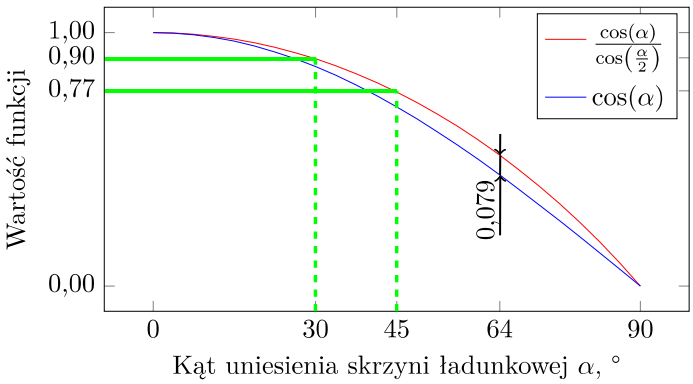
Z ryciny 6.2 i wzoru (6.4) wynika, że wartość siły F można zmniejszyć, zwiększając promień działania r tej siły w porównaniu z odległością L, zgodnie z zasadą działania dźwigni jednostronnej. Korzystne jest więc takie zaprojektowanie przyczepy, żeby wymiar r był jak największy. Ograniczeniem dla takiej konstrukcji jest jednak konieczność zastosowania dłuższego, teleskopowego siłownika, który mógłby negatywnie wpływać na parametry jezdne przyczepy, a ponadto byłby narażony na uszkodzenia.

Układ sił na rycinie 6.2 oznacza, że pod względem wartości $F < m \cdot g$, ponieważ $\frac{L}{r} < 1$. Gdyby zależności geometryczne były inne $\left(\frac{L}{r} > 1\right)$, to oprócz większego obciążenia ramy siłą F, zwrot reakcji R_{Ay} działającej na skrzynię musiałby być przeciwny, co istotnie zmieniałoby sposób obciążenia ramy przyczepy oraz ramy skrzyni ładunkowej.

Na rycinie 6.3 przedstawiono analizę funkcji, występujących w ostatnim czynniku wzoru (6.4). Z ryciny można odczytać, że w zakresie do 90° iloraz $\frac{\cos(\alpha)}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$ ma przebieg podobny do funkcji $\cos(\alpha)$. Największa różnica pomiędzy krzywymi występuje dla kąta $\alpha \approx 64°$ i wynosi mniej niż 0,08, co stanowi nie więcej niż 18 % wartości funkcji $\cos(64°)$. W rzeczywistości różnica pomiędzy tymi krzywymi nie ma tak dużego znaczenia, ponieważ największy kąt $\alpha_{\max}$ uniesienia skrzyni ładunkowej, przeznaczonej do przewozu materiałów sypkich wynosi zwykle mniej, od 30° do 45°. W tym zakresie względne różnice pomiędzy krzywymi są znacznie mniejsze chociażby dlatego, że wartości funkcji cos są większe. Niemniej jednak, funkcja cos danego kąta ma zawsze wartości nie większe niż iloraz tej funkcji i cos połowy kąta. Gdyby więc we wzorze (6.4) nie uwzględnić mianownika $\cos(\frac{\alpha}{2})$, to tak obliczona wartość siły F byłaby mniejsza niż w przypadku zastosowania wzoru pełnego.

Największa wartość siły, która jest niezbędna do uniesienia skrzyni ładunkowej występuje wtedy, gdy skrzynia znajduje się jeszcze na ramie przyczepy, a kąt $\alpha = 0°$. Zależność ta wynika z przebiegu ilorazu funkcji zamieszczonego na rycinie 6.3. W trakcie unoszenia skrzyni, wartość tej siły bardzo

powoli zmniejsza się. Przy maksymalnym uniesieniu skrzyni ładunkowej, w zależności od konstrukcji przyczepy, siła którą musiałby wygenerować podnośnik nie jest mniejsza niż od 77 % do 90 % tej, którą można wyliczyć ze wzoru (6.4), gdyby funkcje trygonometryczne zupełnie pominąć. Rozważania te przeprowadzono przy założeniu, że materiał sypki nie zsuwa się ze skrzyni i jej masa z ładunkiem nie zmienia się, co jest mało prawdopodobne. W rzeczywistości masa ładunku sypkiego zmniejsza się w sposób dość gwałtowny i – w zależności od jego granulacji, spoistości i wilgotności – ma to miejsce przy kącie $\alpha \approx 30°$.



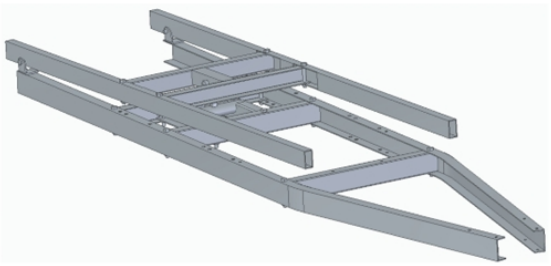
Ryc. 6.3. Przebieg ilorazu $\frac{\cos(\alpha)}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$ w porównaniu z funkcją $\cos(\alpha)$

Na stronie 101 przytoczono publikacje, z których wynika, że największej wartości siły występują w układzie unoszenia skrzyni ładunkowej przy kącie α wynoszącym około 1,5°. Obserwowany w tych pracach charakter obciążenia siłownika może wynikać z różnych przyczyn. W początkowym etapie unoszenia skrzyni kasowane są luzy w całym układzie, które mogą zaburzyć pomiar. Inną przyczyną może być bezwładność systemu pomiarowego i trudność wykonania dynamicznego pomiaru przy „zerowym" kącie α. Natomiast w przypadku symulacji, łatwo jest przeoczyć punkty pośrednie, gdy krok obliczeń został z góry określony. Ponadto, skrzynia ładunkowa jest konstrukcją sprężystą, która może się odkształcać, dlatego ma znaczenie definicja kąta uniesienia skrzyni α i miejsce jego pomiaru. Przy kącie $\alpha = 1{,}5°$ pionowe uniesienie skrzyni wynosi nie więcej niż $\tan(\alpha) \approx 2{,}07\,\text{mm}$ na każdy metr odległości od osi jej obrotu. Zatem pomimo mierzalnego kąta uniesienia skrzyni ładunkowej, rozumianego jako jej obrót na sworzniach, przednia część konstrukcji ramy górnej może ciągle spoczywać na elementach ramy dolnej.

Można też powiedzieć, że nie ma praktycznej różnicy w stwierdzeniach, że wartość siły unoszenia jest największa przy kącie $\alpha = 0{,}0°$ oraz dla kąta $\alpha = 1{,}5°$. Zgodnie z zależnościami przedstawionymi na rycinie 6.3 w tym zakresie kątowym obydwie funkcje są płaskie. Różnica pomiędzy wartościami dla tych dwu kątów byłaby cyfrą znaczącą dopiero na czwartym miejscu po przecinku. Wniosek z analiz przeprowadzonych w tym podrozdziale jest taki, że symulacje wytrzymałościowe MES należy przeprowadzić dla chwili inicjacji procesu podnoszenia skrzyni ładunkowej, ponieważ wtedy obciążenie siłownika siłą F jest największe.

6.3. Konstrukcja ramy wykonanej technologią skręcania

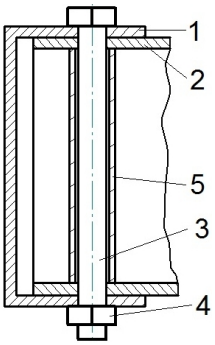
Konstrukcja nośna ramy przyczepy oryginalnej (ryc. 6.4) wykonana jest technologią łączenia z użyciem śrub i nakrętek M8. Tuleja *5* o średnicy zewnętrznej ⌀14 mm i grubości ścianki 1,8 mm stosowana jest w celu zwiększenia sztywności konstrukcji (ryc. 6.5). Dzięki tulejom łączone ceowniki *1* i *2* nie ulegają deformacji podczas dokręcania elementów złącznych *3* i *4*.



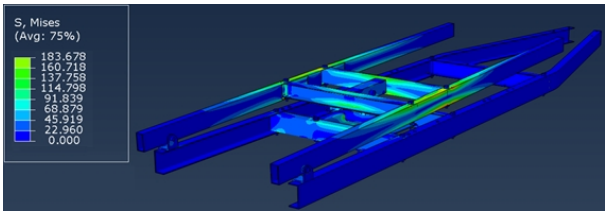
Ryc. 6.4. Model zmodyfikowanej ramy przyczepy, zmontowanej z wykorzystaniem połączeń gwintowych

Rozkłady naprężeń w złożeniu ram przedstawiono na rycinach 6.6 i 6.7. Maksymalne naprężenia powstają na górnych powierzchniach podłużnic oraz belkach poprzecznych ramy górnej i osiągają wartość niemal 184 MPa. Stan taki jest typowy dla modelu belki zginanej poddanej obciążeniu ciągłemu na całej jej długości. Unoszenie skrzyni ładunkowej powoduje, że siłownik przejmuje obciążenie wynikające z ciężaru ładunku, a powstające siły reakcji koncentrują się na gniazdach, stanowiących obszary podparcia zespołu podnoszącego. Duże wartości naprężeń w tych obszarach wynikają także z małej powierzchni styku, co jest związane z tym, że grubość ścianek belek jest

równa 4 mm. Ponadto należy zauważyć naprężenia ściskające, powstające w tulejach zakładanych na śruby łączące, gdzie osiągają one wartość około 120 MPa. Analiza wytrzymałościowa oryginalnej ramy przyczepy wykonanej w technologii łączenia za pomocą śrub miała za zadanie właśnie identyfikację miejsc występowania maksymalnych naprężeń. Te wyodrębnione obszary będą następnie służyły jako referencyjne podczas analiz wytrzymałościowych ramy wykonanych według innych technologi montażu.



Ryc. 6.5. Konstrukcja węzła montażowego z wykorzystaniem połączenia śrubowego: 1 i 2 – łączone ceowniki, 3 – śruba, 4 – nakrętka, 5 – tuleja

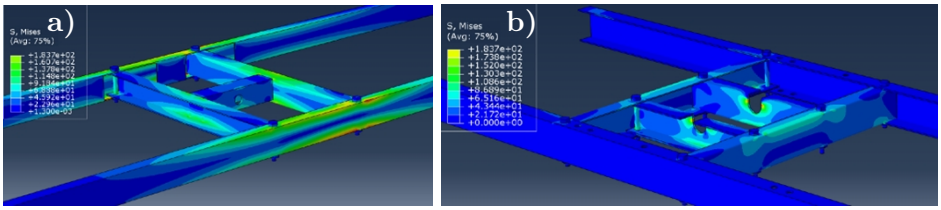


Ryc. 6.6. Rozkład naprężeń w modelu bryłowym ramy wykonanej metodą łączenia za pomocą połączeń śrubowych

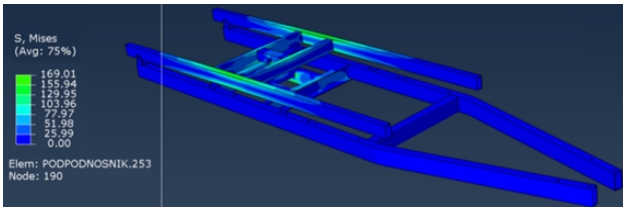
6.4. Konsekwencja wykorzystania spawania do wykonania ramy

Rozkład naprężeń w zespole ram spawanych przedstawiono na rycinie 6.8. Należy zauważyć podobieństwo tych map naprężeń do obliczonych dla ramy referencyjnej (ryc. 6.6 i 6.7), mimo zastosowania innych profili belek (porównaj tabele 6.1 i 6.3). W elementach ram wykonanych technologią spawania nastąpiło zmniejszenie wartości maksymalnych naprężeń zreduko-

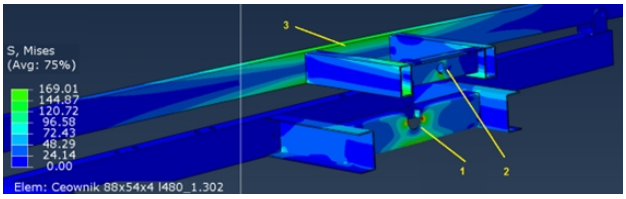
wanych o około 15 MPa, do 169 MPa. Najbardziej obciążonymi obszarami w ramie górnej i dolnej są gniazda mocowania siłownika hydraulicznego *1* i *2* (ryc. 6.9), wykonane w ceownikach. Kolejnymi powierzchniami, gdzie obliczone naprężenia zredukowane są porównywalne, jest górna i dolna płaszczyzna podłużnicy i belki poprzecznej ramy górnej. Maksymalne naprężenia powstają w połowie jej długości *3*.



Ryc. 6.7. Rozkład naprężeń w węźle mocowania siłownika hydraulicznego w ramie: a) górnej; b) dolnej



Ryc. 6.8. Mapy naprężeń na złożeniu ram przyczepy wykonanych metodą spawania

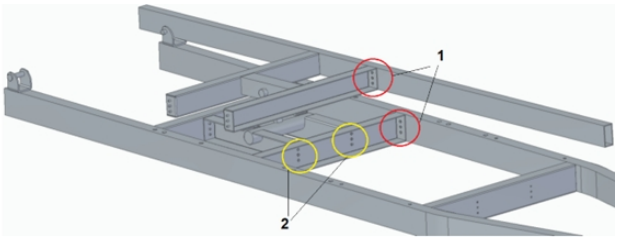


Ryc. 6.9. Miejsce maksymalnych naprężeń w ramie dolnej w obszarze gniazda siłownika

6.5. Wykonanie ramy technologią nitowania

Kolejna modyfikacja polega na łączeniu profili stalowych za pomocą nitów jednostronnych z trzpieniem otwartym i rdzeniem ciągniętym zrywanym oraz łbem wystającym [6]. Do wykonania takiego złącza można

wykorzystać nitownicę, a to oznacza konieczność zmiany profili belek poprzecznych i wzdłużnych ramy górnej i dolnej, tworzących węzły mocowania siłownika (patrz ryc. 6.7b). Do łączenia elementów ram zaproponowano nity o średnicy zewnętrznej ⌀6,4 mm i długości 12 mm, wykonane ze stali odpornej na korozję X5CrNi18-9 (A2) [7]. Nity o tej długości służą do łączenia elementów, których łączna grubość wynosi od 4,5 mm do 6 mm [6]. W proponowanym rozwiązaniu zastosowano po trzy nity w każdym z węzłów mocujących *1* i *2* (ryc. 6.10). Nity zostały rozmieszczone w taki sposób, aby pracownik produkcji mógł swobodnie operować nitownicą pneumatyczną wyposażoną w głowicę o standardowej średnicy.

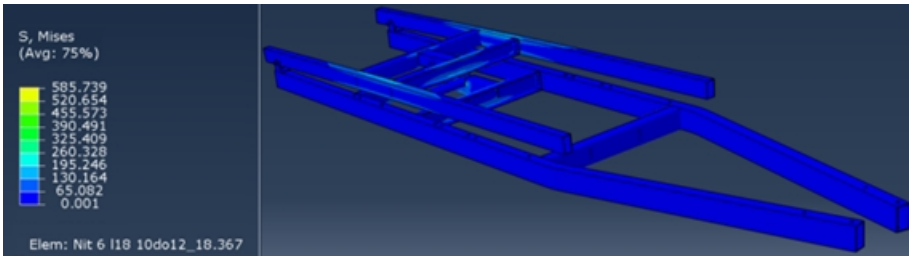


Ryc. 6.10. Zmodyfikowana rama przyczepy, wykonana z zastosowaniem połączeń nitowych: 1 – łączenia belek poprzecznych do podłużnic, 2 – łączenie belek wzdłużnych węzła mocowania siłownika do belki poprzecznej

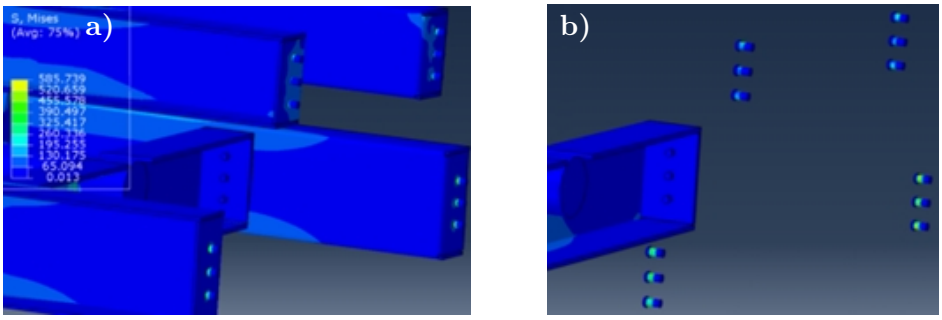
Podobnie jak w przypadku poprzednio przeprowadzonych symulacji, analiza wytrzymałościowa została przeprowadzona dla położenia względnego, w którym kąt między ramą górną, a dolną wynosił 1,5°. Rozkłady naprężeń na podłużnicach, belkach poprzecznych ramy górnej oraz w gniazdach siłownika są takie same jak w ramie skręcanej śrubami, a także jak w przypadku wykorzystania technologii spawalniczych. Różnica jest taka, że maksymalne wartości naprężeń zredukowanych obserwuje się tu w innych elementach, czego dowód znajduje się na rycinie 6.11. W materiale belek tworzących ramę górną i dolną generowane są naprężenia, których wartość jest mniejsza od granicy plastyczności. Cała konstrukcja pokazana na rycinie 6.11 jest charakteryzowana barwą niebieską lub jasnoniebieską. Wartości maksymalne, które pokazane są na skali barwnej, odnoszą się do nitów, które na rycinie są zasłonięte przez ramę.

Na powierzchniach walcowych nitów, naprężenia spowodowane ścinaniem oraz naciskami powierzchniowymi dochodzą do wartości $\sigma_{\text{red}} = 585\,\text{MPa}$ (ryc. 6.12 i 6.13). Materiał nitów charakteryzuje się granicą plastyczności $R_e = 450\,\text{MPa}$. Należy więc odrzucić możliwość zmiany technologii wykonania

ramy z łączenia za pomocą śrub i nakrętek na nitowanie. Nit jest tutaj elementem krytycznym, „najsłabszym ogniwem", które determinuje niską wytrzymałość całej konstrukcji przyczepy.



Ryc. 6.11. Mapy naprężeń na złożeniu ram przyczepy wykonanej metodą nitowania

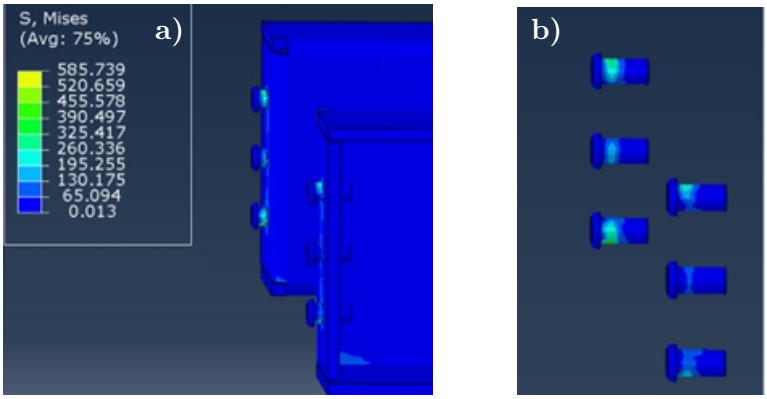


Ryc. 6.12. Rozkład naprężeń w węzłach nitowych: a) naprężenia w nitach mocujących belki poprzeczne z podłużnicami ramy górnej i dolnej (obszar *1* na ryc. 6.10); b) widok nitów po ukryciu podłużnic

6.6. Analiza kosztów wykonania ramy przyczepy

Rozpoczynając szacowanie kosztów wykonania ramy przyczepy przy wykorzystaniu konkretnej technologii montażu przygotowano zestawienie materiałów niezbędnych do wykonania ram. Założono również, że jednostkowy koszt wytworzenia skrzyni ładunkowej, dyszla oraz koszt zakupu kompletnej osi pozostaje niezmienny, niezależnie od sposobu montażu ram. Wymiary profili o przekroju ceowym, prostokątnym, arkuszy blach i normaliów oraz ich ceny zostały pozyskane ze źródeł internetowych [8, 10, 11]. Koszty prac związanych z cięciem laserem, nitowaniem i spawaniem są kosztami przybliżonymi, oszacowanymi na podstawie informacji zawartych w źródłach

[1, 3, 4, 9]. Zostały one określone według płacy netto, czyli otrzymywanej przez pracownika. Żeby obliczyć koszty ponoszone przez pracodawcę (firmę), należy uwzględnić składki i podatki według aktualnie obowiązujących przepisów.



Ryc. 6.13. Rozkład naprężeń w węzłach nitowych: a) naprężenia w nitach łączących belki poprzeczne z elementami mocującymi podnośnik (obszar *2* na ryc. 6.10); b) widok nitów po ukryciu belek poprzecznych

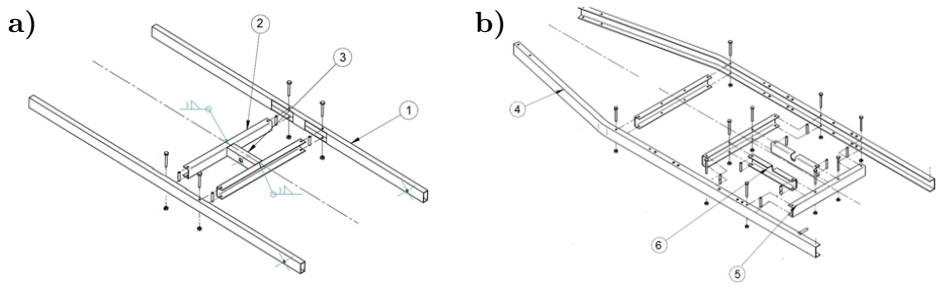
Obecnie w Polsce, na każde 1000 jednostek pieniężnych (monetarnych) wynagrodzenia pracownika, pracodawca w imieniu zatrudnionego odprowadza około 385 jednostek tytułem ubezpieczeń i zaliczki na podatek. Wynika stąd, że umowa z pracodawcą opiewa na około 1385 jednostek, z czego tylko około $\frac{1000}{1385} \approx 72\,\%$ otrzymuje pracownik jako tak zwaną płacę netto. Dodatkowo, firma zatrudniająca wpłaca około 284 jednostki pieniężne, tytułem ubezpieczeń i funduszy, które są kosztami pracy ponoszonymi przez pracodawcę. Analizę tę przeprowadzono dla wynagrodzenia pracownika wynoszącego około średniego krajowego, znormalizowanego do 1000 jednostek. Wtedy pracodawca ponosi łączne koszty na poziomie około $\frac{1385+284}{1000} \approx 167\,\%$ tej płacy.

Ceny i koszty podane w tym podrozdziale, jeżeli oryginalnie były wyrażone w złotych polskich, zostały obliczone według kursu $1\,€ = 4{,}68\,\mathrm{PLN}$. Zaleca się, aby Czytelnik dokonał samodzielnej weryfikacji dostępności materiałów oraz cen półproduktów, normaliów i usług, a także sposobu obliczania kosztów pracy według aktualnych przepisów.

6.6.1. Koszty wykonania ramy technologią skręcania

Rozstrzelone widoki elementów ramy przyczepy, które zostały zaprojektowane do montażu za pomocą śrub i nakrętek, przedstawiono na rycinie 6.14. Zestawienie elementów konstrukcyjnych i złącznych, niezbędnych do wykonania montażu sporządzono w postaci w tabeli 6.1. Wyszczególnione w niej elementy oznaczone numerami porządkowymi 2, 5 i 6 mogą zostać wykonane z następujących arkuszy blachy:

- o grubości 3 mm i wymiarach 1 m × 2 m, w cenie 81,20 € za arkusz,
- o grubości 4 mm i wymiarach arkusza 1 m × 2 m oraz cenie 96,15 €.



Ryc. 6.14. Rama górna a) i dolna b), wykonane technologią łączenia z wykorzystaniem śrub i nakrętek. Numery belek na odnośnikach odpowiadają numerom porządkowym w tabeli 6.1

Analiza wymiarowa wykazuje, że do wytworzenia jednej przyczepy należy użyć pół arkusza blachy o grubości 3 mm oraz taką samą część arkusza o grubości 4 mm. Koszt materiału wyniesie zatem 88,68 €, co stanowi uzupełnienie danych zawartych w tabeli 6.1. Łączne koszty materiałów wynoszą więc:

$$145{,}93\,€ + 88{,}68\,€ = 234{,}61\,€. \tag{6.5}$$

Koszt cięcia laserem zależy od grubości blachy i wynosi od 2,14 €/mb (blacha o grubości 3 mm) do 3,85 € mb^{-1} (4 mm). Całkowity koszt cięcia blachy na elementy odpowiadające wymiarom profili i w liczbie niezbędnej do wykonania jednej przyczepy wyniesie 21,80 €.

Koszt wyginania profili na prasie krawędziowej, obliczany na podstawie stawki godzinowej pracownika wynoszącej 8,55 €/h, można oszacować na połowę tej stawki, czyli 4,27 €. Ze względu na dużą zależność kosztów eksploatacji maszyn od specyfiki konkretnej firmy, jednostkowy koszt użycia

maszyn, urządzeń i przyrządów nie został wzięty pod uwagę w przedstawionych kalkulacjach. W kosztach pracy uwzględniono również wykonanie 14 połączeń skręcanych. Przyjmując, że czas kompletacji i montażu połączenia wynosi 12 min, przy stawce godzinowej pracownika 6,40 €/h, koszt zatrudnienia pracownika na linii montażowej można oszacować na 1,28 €.

Tab. 6.1. Zapotrzebowanie materiałów niezbędnych do produkcji ramy przez skręcanie śrubami, według ryciny 6.14

Lp.	Nazwa	Wymiary		Ilość	Cena	Wartość
		poprzeczne	długość			
		mm		szt.	€/mb (szt.)	€
		Rama górna				
1	Profil □	80×40×3	2520	2	7,70	38,81*
2	Profil ⊏	74×50×3	711	2	gięty z blachy	
3	Profil ⊏	60×40×4	260	1	5,76	1,50*
		Rama dolna				
4	Profil ⊏	100×50×4	3600	2	11,75	84,60*
5	Profil ⊏	86×54×4	700	3	gięty z blachy	
6	Profil ⊏	80×54×4	480	2	gięty z blachy	
		Elementy złączne				
7	Śruba	M8	100	4	0,96	3,84
8	Śruba	M8	120	4	1,00	4,00
9	Śruba	M8	150	6	1,35	8,10
10	Nakrętka	M8		14	0,14	1,96
11	Podkładka	⌀8,2		14	†	0,21
12	Rura	⌀14	1024	1	2,84	2,91*
	Razem					145,93

* – sposób obliczeń: (długość/1000) × ilość × cena = wartość

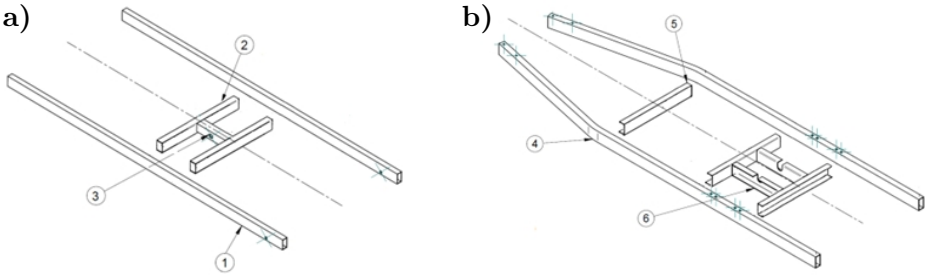
† – cena jednostkowa 0,015 € jest ułamkiem najmniejszego nominału waluty

Podsumowując, całkowity koszt wykonania ramy technologią łączenia z użyciem śrub wynosi około 262 €, bo:

$$234{,}61\,€ + 21{,}80\,€ + 4{,}27\,€ + 1{,}28\,€ = 261{,}96\,€ \approx 262\,€. \tag{6.6}$$

6.6.2. Szacowanie kosztów spawania ramy

Wykonując ramę technologią spawania należy uwzględnić koszty położenia spoin o długości około 2904 mm. Szkice elementów, które należy wykorzystać w przypadku produkcji ramy górnej i dolnej tą technologią zostały przedstawione na rycinie 6.15. Przyjmując, że stawka jednostkowa wynagrodzenia spawacza wynosi 0,032 €/mm, całkowity koszt pracy można oszacować na 92,93 €.



Ryc. 6.15. Rama górna a) i dolna b), wykonane technologią spawania. Numery belek na odnośnikach odpowiadają numerom porządkowym w tabeli 6.2

Tab. 6.2. Zapotrzebowanie materiałów niezbędnych do produkcji ramy wykonanej technologią spawania, według ryciny 6.15

Lp.	Nazwa	Wymiary		Ilość	Cena	Wartość*
		poprzeczne	długość			
		mm		szt.	€/mb (szt.)	€
		Rama górna				
1	Profil □	80×40×3	2520	2	7,70	38,81
2	Profil □	80×40×4	711	2	8,54	12,14
3	Profil ⊏	60×40×4	260	1	5,76	1,50
		Rama dolna				
4	Profil □	100×50×4	3600	2	12,80	92,16
5	Profil ⊏	100×50×3	700	3	9,00	18,90
6	Profil ⊏	88×54×4	480	2	9,82	9,43
	Razem					172,94

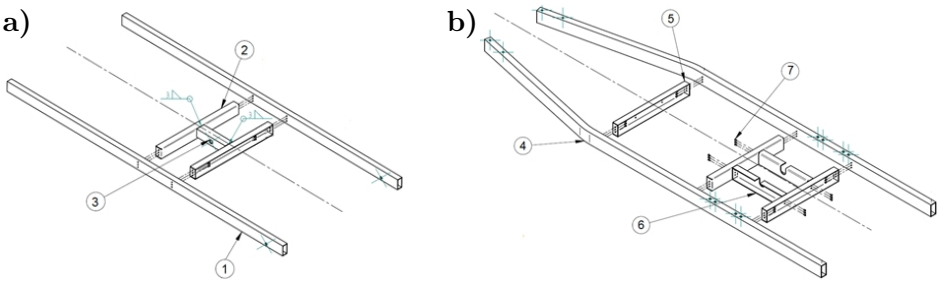
* – sposób obliczeń: (długość/1000) × ilość × cena = wartość

Zestawienie kosztów kształtowników, które należy użyć do wykonania ram technologią spawania, zamieszczono w tabeli 6.2. Wynika z niej, że łączny jed-

nostkowy koszt materiałów wynosi 172,94 €. Można więc stwierdzić, że koszt wykonania ramy tą technologią, obejmujący materiały i robociznę, wynosi 92,93 € + 172,94 € = 265,87 €.

6.6.3. Koszty wykonania ramy nitowanej

Szkice elementów montażowych, wchodzących w skład ramy dolnej i górnej, przygotowanych do nitowania, przedstawiono na rycinie 6.16. Uzupełnienie informacji odnośnie materiałów niezbędnych do wykonania ramy i ich szacowanych kosztów zestawiono w tabeli 6.3.



Ryc. 6.16. Rama górna a) i dolna b), wykonane technologią nitowania. Numery elementów na odnośnikach odpowiadają numerom porządkowym w tabeli 6.3

Wyszczególnione w tabeli 6.3 elementy, oznaczone numerami porządkowymi 2, 5 i 6, mogą zostać wykonane z arkuszy blachy. Wymiary tych blach i ich ceny zostały podane na stronie 111. Analiza wymiarowa wskazuje, że wystarczy użyć po pół arkusza każdej z tych blach do wykonania profili przeznaczonych do wyprodukowania jednej ramy dolnej i górnej. Koszt materiału wyniesie więc 88,68 €, podobnie jak w podrozdziale 6.6.1.

Łączna długość obwodu poszczególnych profili, wycinanych z arkuszy blachy o grubości 3 mm i 4 mm, przemnożona przez koszt jednostkowy cięcia laserowego (obliczony już na stronie 111), pozwala obliczyć koszt tej operacji technologicznej jako równy 33,12 €. Koszt wyginania profili na prasie krawędziowej obliczany jest na podstawie stawki godzinowej pracownika 8,55 €/h. Łączny koszt gięcia można oszacować na 4,28 €. Podczas montażu konieczne jest wykonanie 42 połączeń nitowanych, co wymaga około 10 min czasu pracy. Ten przedział obejmuje zarówno czas niezbędnych czynności kompletacyjnych, jak i montażu połączenia. Przyjmując stawkę godzinową pracownika wynoszącą 6,40 €/h, całkowity koszt jednostkowy montażu można oszacować na 1,10 €.

Tab. 6.3. Zapotrzebowanie materiałów niezbędnych do produkcji ramy wykonanej technologią skręcania śrubami, według ryciny 6.16

Lp.	Nazwa	Wymiary		Ilość	Cena	Wartość
		poprzeczne	długość			
		mm		szt.	€/mb (szt.)	€
		Rama górna				
1	Profil □	80×40×3	2520	2	7,70	38,81*
2	Profil ⊏	80×50×3	711	2	gięty z blachy	
3	Profil ⊏	60×40×4	260	1	5,76	1,50*
		Rama dolna				
4	Profil □	100×50×4	3600	2	12,80	92,16*
5	Profil ⊏	100×50×3	700	3	gięty z blachy	
6	Profil ⊏	100×50×4	480	2	gięty z blachy	
		Elementy złączne				
7	Nit	⌀6,4	12	42	†	0,88
	Razem					133,35

* – sposób obliczeń: (długość/1000) × ilość × cena = wartość

† – cena jednostkowa 0,021 € jest ułamkiem najmniejszego nominału waluty

Ostatecznie można stwierdzić, że łączne koszty pracy i materiałów, które trzeba ponieść w celu wykonania ramy nitowanej, przeznaczonej do jednej przyczepy, wynoszą:

$$133{,}35\,€ + 88{,}68\,€ + 33{,}12\,€ + 4{,}28\,€ + 1{,}10\,€ = 260{,}53\,€. \qquad (6.7)$$

6.7. Podsumowanie

W każdej z trzech technologii wykonania ram, największe wartości naprężeń powstają w ramie górnej, na podłużnicach oraz w belkach poprzecznych. Kolejnymi obszarami o dużych wartościach naprężeń są gniazda mocowania sworznia siłownika w ramie górnej i dolnej. Jednakże, w przypadku ramy nitowanej, elementami decydującymi o wytrzymałości są nity. Zastosowanie w każdym węźle montażowym trzech nitów o średnicy 6,4 mm powoduje, że w ich materiale przekroczone są naprężenia o charakterze ścinania. Efekt ten wynika z małej grubości ścianek łączonych profili, która wynosi 4 mm. Wykonywanie ram w procesie spawania może być alternatywnym sposobem

wytwarzania ramy przyczepy. Koszt tego wykonania jest zbliżony do oszacowanego kosztu produkcji jednostkowej przyczepy przez skręcanie elementów śrubami. Należy tu zauważyć, że w przypadku ram spawanych przewidziano, że wszystkie belki wykonane są ze standardowych profili, co eliminuje konieczność jednostkowego ich wycinania laserem z arkusza blachy i wyginania na prasie krawędziowej. W przypadku ram nitowanych, ich jednostkowy koszt wykonania jest również porównywalny z kosztami wykorzystania innych technologii, lecz nitowane elementy nie są wystarczająco wytrzymałe. Koszt wykonania ramy przyczepy samowyładowczej jest porównywalny, niezależnie od użytej technologii łączenia elementów.

6.8. Uwagi projektowe i technologiczne

Ze względu na małe wartości obliczonych naprężeń zredukowanych oraz przemieszczeń elementów przyczepy proponuje się Czytelnikowi rozważyć zmianę kształtu i wymiarów profili użytych do jej konstrukcji. Należy przy tym mieć na uwadze, że zmniejszenie wymiarów profili może prowadzić do konieczności zrezygnowania z użycia niektórych z proponowanych w tym rozdziale technologii montażu.

Literatura

[1] Allweld.pl, *Sklep, centrum spawalnicze, spawarki MIG MAG TIG lub MMA*. https://allweld.pl (dostęp 1.09.2025).

[2] Dizo J. i in., *Static analysis of tipping superstructure of single-axle tractor trialer*. W: „Proceedings of the 21st International Scientific Conference Engineering for Rural Development, ERD". 2022, s. 13–21. DOI: 10.22616/ERDev.2022.21.TF003.

[3] Grupa KB.pl Sp. z o.o., *Cennik spawania 2024 – sprawdź ceny w Twoim mieście*. https://kb.pl/ceny/uslugi-specjalistyczne/cennik-spawania-sprawdz-ceny-w-twoim-miescie/ (dostęp 1.09.2025).

[4] Grupa KB.pl Sp. z o.o., *Ceny laserowego cięcia stali nierdzewnej*. https://kb.pl/cenniki/ciecie-laserowe-stal-nierdzewna/#:~:text=Fakty%20o%20cenach%20ci%C4%99cia%20laserowego%20stali%20nierdzewnej%201,stali%20nierdzewnej%201%20mm%20jest%20w%20wojew%C3%B3dztwie%20%C5%82%C3%B3dzkiem (dostęp 1.09.2025).

[5] Ladra P. i Posiadała B., *Modeling and strength analysis of the specialized car trailer*. W: „Proceedings of the 13^{th} International Scientific Conference: Computer Aided Engineering 1^{st}". Springer. 2017, s. 313–321.

[6] PN-EN ISO 15983:2005, *Nity jednostronne z trzpieniem otwartym z rdzeniem ciągniętym zrywanym i z łbem wystającym – A2/A2*.

[7] PN-EN ISO 3506-6:2022-11, *Części złączne – Własności mechaniczne części złącznych odpornych na korozję ze stali nierdzewnej – Część 6: Ogólne zasady doboru stali nierdzewnych i stopów niklu na części złączne*.

[8] Przedsiębiorstwo Remontowo-Handlowe Bobrek Sp.J., *Hurtownia Stali Bobrek – Dąbrowa Górnicza*. https://bobrek.pl (dostęp 1.09.2025).

[9] Sedlak & Sedlak, *Ile zarabia pracownik produkcji – zarobki pracownika produkcji*. https://wynagrodzenia.pl/moja-placa/ile-zarabia-pracownik-produkcji (dostęp 1.09.2025).

[10] Stal Impex Sp. z o.o., *Stal Impex – Rury, profile, kształtowniki stalowe. Cięcie laserem – Producent rur stalowych*. https://www.stalimpex.eu (dostęp 1.09.2025).

[11] Stawex PPUH, *Wyroby hutnicze Warszawa, profile stalowe, blacha czarna ocynkowana, stal – Stawex*. http://www.stawex.com.pl (dostęp 1.09.2025).