

*dr inż. hab. Marian Medwid, prof. Instytutu
mgr inż. Karol Bryk
mgr inż. Dawid Witkowski
Łukasiewicz – Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR”
mgr inż. Emil Kaźmierczak
CLAAS Polska*

Strength simulation tests of the load-bearing structure in a rail-road CLAAS ARION 610 tractor (pt. 1)

Symulacyjne badania wytrzymałości struktury nośnej dwudrogowego ciągnika CLAAS ARION 610 (cz. 1)

The article presents selected results of strength simulation tests of the load-bearing structure and coupling-buffer devices of a third-generation rail-road tractor built from the CLAAS ARION 610 agricultural tractor. Tests for the extraordinary load resistance of components of the front and rear train system were carried out in the aspect of the ability to absorb longitudinal loads and shocks in extreme conditions of tractor operation on the track.

It has been shown that the tested components of coupler-buffer devices meet the strength requirements at assumed extreme loads (300 kN compression, 150 kN tensile), and after introducing a modernized front axle support they can withstand a compressive strength of up to 370 kN.

The second part of the article will be published in the next issue of the quarterly journal Rail Vehicles.

W artykule zaprezentowano wybrane wyniki symulacyjnych badań wytrzymałości struktury nośnej urządzeń pociągowo-zderznych ciągnika szynowo-drogowego trzeciej generacji zbudowanego na bazie ciągnika rolniczego CLAAS ARION 610. Przeprowadzono badania wytrzymałości na obciążenia nadzwyczajne części składowych przedniego i tylnego układu pociągowego w aspekcie zdolności konstrukcji do przejmowania obciążeń wzdłużnych w ekstremalnych warunkach pracy ciągnika na torze.

Wykazano, że badane elementy składowe urządzeń pociągowo-zderznych spełniają wymagania wytrzymałościowe przy założonych obciążeniach nadzwyczajnych (ściskanie 300 kN, rozciąganie 150 kN), a po wprowadzeniu zmodernizowanego wspornika przedniej osi osiągają wytrzymałość na ściskanie do 370 kN.

Drużga część artykułu zostanie opublikowana w kolejnym numerze kwartalnika Pojazdy Szynowe.

1. Introduction

Łukasiewicz Research Network – “TABOR” Rail Vehicles Institute is a designer and manufacturer of several dozen selected types of rail-road vehicles [3, 4, 5, 6, 7, 8], in particular rail-road tractors.

In 2015, the Rail Vehicles Institute “TABOR” in Poznań introduced into operation the third generation of its rail-road tractor manufactured as a modification of the series-produced CLAAS ARION 610 agricultural tractor. The CLAAS tractor was chosen among the many tractor manufacturers due to the favorable tractor design properties, especially as a tractor that can absorb longitudinal forces during operation on railway tracks.

1. Wstęp

Sieć Badawcza Łukasiewicz – Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR” jest projektantem i wytwórcą kilkunastu wybranych rodzajów i typów pojazdów szynowo-drogowych [3, 4, 5, 6, 7, 8], w szczególności ciągników szynowo-drogowych.

W 2015 roku Instytut Pojazdów Szynowych „Tabor” w Poznaniu wprowadził do eksploatacji trzecią generację ciągnika szynowo-drogowego wytwarzanego na bazie seryjnie produkowanego ciągnika rolniczego typu CLAAS ARION 610. Spośród wielu producentów ciągników wybrano ciągnik firmy CLAAS ze względu na korzystne właściwości konstrukcji ciągnika, zwłaszcza zdolności ciągnika do przejmowa-

An additional advantage in favor of choosing a CLAAS tractor was the commitment of CLAAS Polska to adapt the tractor to the Institute's requirements in terms of preparing it for adaptation for a rail-road tractor and maintaining the warranty for the base tractor even after its modification to a rail-road tractor.

The tractor has been factory-adapted to carry additional external loads. It was equipped with sets of frame reinforcements of the tractor's frame supporting elements, but still to an insufficient degree, especially at the front of the tractor, to meet the strength requirements set by the Institute.

Shunting traffic regulations require that when the traction vehicle reaches the wagons, the maximum vehicle speed is less than or equal to 3km/h. At a run in speed of 3 km/h a tractor with a mass of approx. 10 tons, the acceleration of incidence of 3g was assumed on the wagons, which will generate the impact force of the tractor bumpers on the wagon bumpers with a value of about 300 kN.

The bearing structure of the tractor should therefore be adapted to absorb compressive forces not exceeding 300 kN.

Tensile forces were assumed to reach at most the level of 150 kN. The maximum tractive force of the tractor obtained during measurements carried out in IPS "TABOR" was about 55 kN on dry rails with a vertical load of 5 kN for each guide roller.

The axles of rail drive systems have a vertical load of 10 kN for each axle. Vertical forces with a total value of 80 kN remain on the tires.

The distribution of forces on the rail chassis rollers and tires as well as external longitudinal loads were shown in Figure 1, where they are marked accordingly as:

- $Q_1 = 10 \text{ kN}$ – rail drive system force on the track
- $Q_2 = 30 \text{ kN}$ – front axle tires force on the track
- $Q_3 = 50 \text{ kN}$ – rear axle tires force on the track
- $P_1 = 300 \text{ kN}$ – compressive force
- $P_2 = 150 \text{ kN}$ – tensile force.

nia sił wzdłużnych podczas eksploatacji na torach kolejowych.

Dodatkowym atutem przemawiającym za wyborem ciągnika firmy CLAAS było zobowiązanie CLAAS Polska do przystosowania ciągnika do wymagań Instytutu w zakresie przygotowania go do adaptacji na ciągnik dwudrogowy i utrzymania gwarancji na ciągnik bazowy po adaptacji na ciągnik szynowo-drogowy.

Ciągnik został fabrycznie przystosowany do przenieszenia dodatkowych obciążeń zewnętrznych, przez wyposażenie w zespoły ramowych wzmocnień korpusów nośnych ciągnika, jednak w stopniu niewystarczającym, zwłaszcza z przodu ciągnika, do spełnienia wymagań wytrzymałościowych postawionych przez Instytut.

Przepisy dotyczące ruchu manewrowego stawiają wymaganie, aby podczas dojazdu pojazdu trakcyjnego do wagonów maksymalna prędkość pojazdu była mniejsza lub równa 3km/h. Przy prędkości nabiegania 3km/h ciągnika o masie ~10 ton na wagony założono przyspieszenie nabiegania 3g, co wytworzy siłę uderzenia zderzaków ciągnika w zderzaki wagonów o wartości ~300 kN.

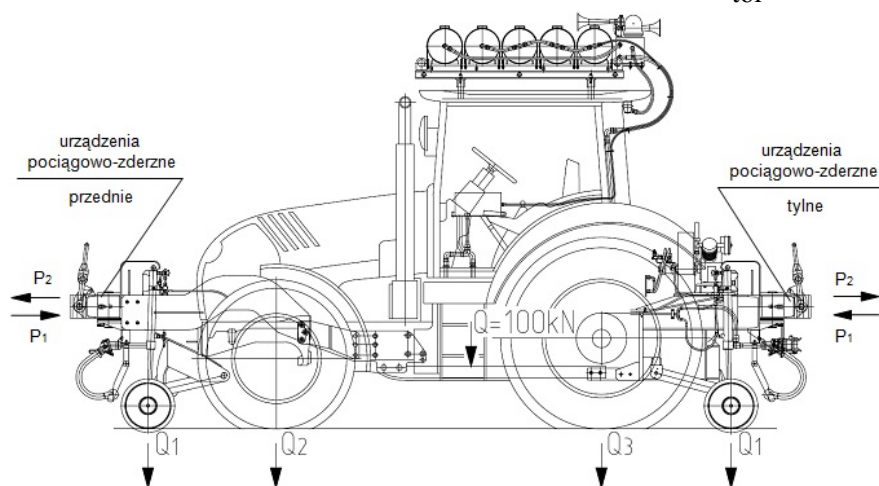
Konstrukcja nośna ciągnika winna być zatem przystosowana do przejmowania sił ściskających o wartości nie przekraczającej 300 kN.

Siły rozciągające założono na maksymalnym poziomie 150 kN. Maksymalna siła pociągowa ciągnika uzyskana podczas przeprowadzonych w IPS „TABOR” pomiarów wynosi na suchych szynach ~55 kN przy obciążeniu pionowym 5kN każdej rolki prowadzącej.

Na osie szynowych układów jezdnych przypada obciążenie pionowe 10 kN na każdą oś. Na oponach zaś pozostają siły pionowe o łącznej wartości 80 kN.

Rozkład sił na rolki szynowego układu jezdnego i opony oraz zewnętrzne obciążenia wzdłużne przedstawiono na rys. 1, gdzie odpowiednio oznaczono:

- $Q_1 = 10 \text{ kN}$ – nacisk szynowego układu jezdnego na tor
- $Q_2 = 30 \text{ kN}$ – nacisk opon przedniego mostu na tor



Rys. 1. Force distribution schematic for the tractor on rail

Descriptions: urządzenia ... przednie = front coupling-buffer systems; urządzenia ... tylne = rear coupling-buffer systems

Rys.1. Widok boczny ciągnika

2. Tractor load bearing structure

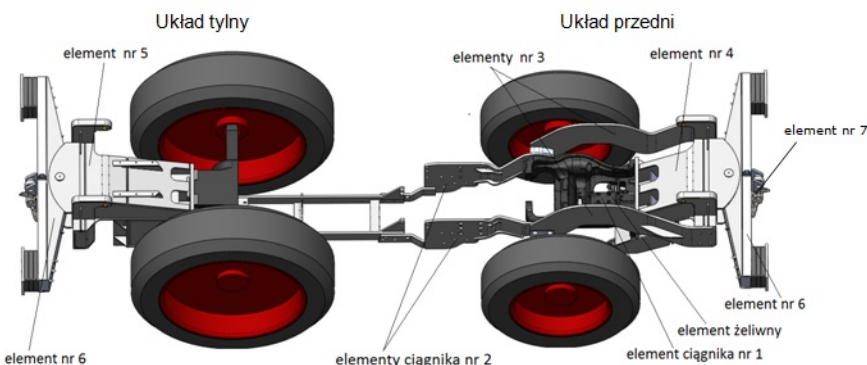
The model shown in Fig. 2 was the subject of simulation strength tests.

This model was built from the following structural elements:

- element 1 – factory made front axle support bracket
- element 2 – factory made side support bracket
- element 3 – additional side support elements
- element 4 – front chassis bracket
- element 5 – hind chassis bracket
- element 6 – bumper beam
- element 7 – cable hook.

The results of preliminary simulation tests revealed the insufficient strength of the factory-fitted supporting elements (elements 1 and 2) of the front coupling-buffer system, especially the front chassis bracket, which required the introduction of additional reinforcements of the front coupling-buffer system (element 3).

During the tractor manufacturing and assembly process, in order to strengthen the front load-bearing structure of the tractor, the manufacturer introduced structural changes to the front axle bracket and lateral reinforcements for mounting the axle bracket to the tractor engine body.

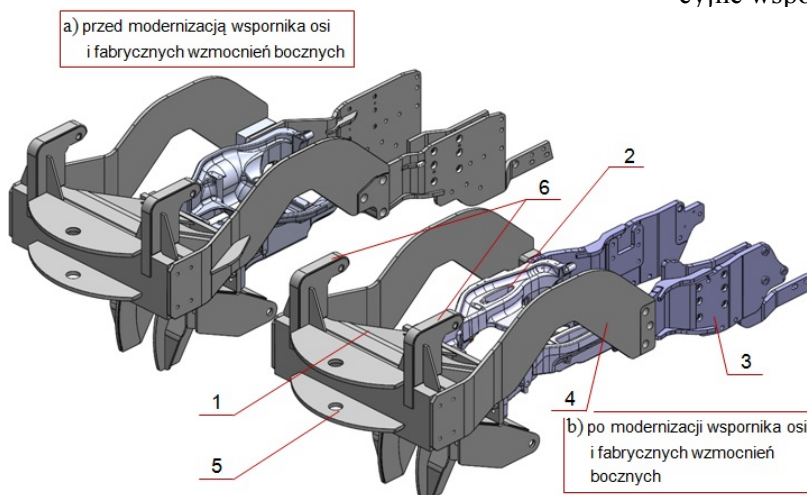


Rys.2. Chassis model

Descriptions: układ tylny = rear setup; układ przedni = front setup; element nr = element no.; element żelwny = cast iron element; element ciągnika = tractor element

Rys.2. Model struktury nośnej

The supporting structure of the front coupling-buffer system before and after modernization was shown in Fig. 3.



Rys.3. The basic support structure of the front coupling-buffer system

Descriptions: a) przed ... = before modernization of the axle support bracket and factory-made side brackets; b) po... = after modernization of the axle support bracket and factory-made side brackets

Rys. 3. Podstawowa struktura nośna przedniego układu pociągowo-zderznego

- $Q_3 = 50 \text{ kN}$ – nacisk opon tylnego mostu na tor
- $P_1 = 300 \text{ kN}$ – obciążenie ściskające

2. Struktura nośna ciągnika

Przedmiotem symulacyjnych badań wytrzymałościowych jest model przedstawiony na rys. 2.

Model zbudowano z następujących elementów konstrukcyjnych:

- element nr 1 – fabryczny wspornik osi przedniej
- element nr 2 – fabryczne wzmocnienia boczne
- element nr 3 – dodatkowe wzmocnienie boczne
- element nr 4 – przednia skrzynia nośna
- element nr 5 – tylna skrzynia nośna
- element nr 6 – belka zderzakowa
- element nr 7 – hak ciągowy.

Wyniki wstępnych badań symulacyjnych wykazały niewystarczającą wytrzymałość fabrycznie zamontowanych elementów nośnych (element 1 i 2) przedniego układu pociągowo-zderznego zwłaszcza wspornika przedniej osi, co wymagało wprowadzenia dodatkowych wzmocnień przedniego układu pociągowo-zderznego (element nr 3).

The main impact-bearing element of the coupling-buffer system is the front chassis bracket **1** attached to the front surface of the factory axle support bracket **2**, which is bolted to the engine body.

The axle bracket mounting to the engine body is factory-reinforced with appropriately shaped side beams **3**. The axle bracket design is reinforced with additional upper side beams **4**, which transfer some of the forces introduced into the axle bracket.

The flat chassis bracket structure **1** is equipped with brackets **5** to fix the bumper beam to as well as brackets **6** to attach the hydraulic actuators of the rail drive system. Horizontal loads are introduced into the chassis structure by means of brackets **5**, and vertical loads from the pressure of the track rollers on the track rails along with upwards forces from the ground are transferred by means of the other brackets **6**.

3. Criteria for assessing element strength and the expected forces

Strength assessment covers the values of reduced stresses σ_{red} in individual elements of the vehicle structure, which are determined in accordance with the Huber-Mises stress hypothesis from the distortion strain energy. Stress values should not exceed the permissible σ_{dop} values.

However, when stresses are determined for plastic materials, the phenomenon of local stress concentration may not be taken into account. If the calculations include local stress concentrations, then theoretical stresses are permitted to exceed the yield strength or the theoretical yield strength at 0.2% elongation. Areas of local plastic deformation associated with stress concentration should, however, be small enough so that no significant permanent deformations remain after removing the forces.

It was assumed that the main construction material is type S355 steel. Strength properties of this type of steel were provided in Table 1 [1].

The permitted elasticity limit values for S355 steel, taking into account the safety factor $s = 1.15$ have been listed in Table 2.

Tractor elements (front axle support) are made of EN-GJS 600-3 ductile iron. Table 3 presents its strength parameters.

Basic strength parameters of the material used in the construction of the drive system

Table 1

Podstawowe parametry wytrzymałości materiału zastosowanego w budowie układu jezdnego

Tablica 1

Material	Grubość elementu [mm]	Granica plastyczności R_e [MPa]	Wytrzymałość doraźna R_m [MPa]
Material	Element thickness [mm]	Yield strength limit R_e [MPa]	Ultimate strength R_m [MPa]
S355	<16	355	470÷630
	16÷40	345	

wzmocnień mocowania wspornika osi do korpusu silnika ciągnika.

Strukturę nośną przedniego układu pociągowo-zderznego przed i po modernizacji przedstawiono na rys. 3.

Głównym elementem nośnym układu pociągowo-zderznego jest skrzynkowa konstrukcja **1** mocowana do czołowej powierzchni fabrycznego wspornika osi **2**, który połączeniami śrubowymi jest mocowany do korpusu silnika.

Mocowanie wspornika osi do korpusu silnika fabrycznie wzmocniono odpowiednio ukształtowanymi blachami bocznymi **3**. Konstrukcję wspornika osi wzmocniono dodatkowymi bocznymi blachami górnymi **4**, które przenoszą część obciążeń wprowadzonych w wspornik osi.

Skrzynkową konstrukcję nośną **1** wyposażono we wsporniki **5** mocowania belki zderzakowej oraz wsporniki **6** mocowania siłowników hydraulicznych szynowego układu jezdny. Obciążenia poziome są wprowadzone w konstrukcję skrzynkową za pośrednictwem wsporników **5**, a pionowe obciążenia od sił docisku rolek jezdnych do szyn toru oraz siły od unoszenia ciągnika wprowadzono za pomocą wsporników **6**.

3. Kryteria oceny wytrzymałości oraz przyjęte obciążenia

Ocenie wytrzymałościowej podlegają wartości naprężeń zredukowanych σ_{red} w poszczególnych elementach konstrukcji, które są wyznaczane zgodnie z hipotezą wyężeniową energii odkształcenia postacowego Hubera – Misesa. Wartości naprężeń nie powinny przekroczyć wartości dopuszczalnych σ_{dop} .

Jednak w przypadku określenia naprężeń dla materiałów plastycznych zjawisko lokalnej koncentracji naprężeń może nie być brane pod uwagę. Jeżeli obliczenia obejmują lokalne koncentracje naprężeń, to wówczas dopuszcza się, aby naprężenia teoretyczne przekraczały granicę plastyczności albo umowną granicę plastyczności przy 0,2 % wydłużenia. Obszary lokalnych plastycznych deformacji związanych z koncentracją naprężeń powinny być jednak dostatecznie małe, aby po zdjęciu obciążenia nie pozostały znaczące trwałe deformacje.

Założono, że głównym materiałem konstrukcyjnym jest stal typu S355. Właściwości wytrzymałościowe stali przedstawiono w tablicy 1 [1].

Wartości naprężeń dopuszczalnych dla stali S355 z uwzględnieniem współczynnika bezpieczeństwa $s=1,15$ zestawiono w tablicy 2.

Elementy ciągnika (wspornik przedniej osi) wykonano z żeliwa sferoidalnego EN-GJS 600-3. W tablicy 3. przedstawiono jego parametry wytrzymałościowe.

A safety factor of $s = 1.15$ was adopted for which the permitted stress value was $360 \text{ MPa}/1.15 = 313 \text{ MPa}$.

Permitted stress values for type S355 steel Table 2
Wartości naprężeń dopuszczalnych dla stali typu S355
Tablica 2

Gatunek stali Steel type	S355	
Grubość [mm] Thickness [mm]	≤ 16	≥ 16
σ_{dop} [MPa]	$355/1,15=309$	$345/1,15=300$

Parametry wytrzymałościowe zastosowanego żeliwa sferoidalnego Tablica 3
Strength parameters of the ductile iron used Table 3

Żeliwo sferoidalne EN-GJS 600-3:1997 (GGG60)	Wytrzymałość na rozciąganie Rm [Mpa]	Granica plastyczności Re [Mpa]
25mm - 50mm	600	370
55mm - 100mm	600	360
105mm - 200mm	550	340
205mm - 600mm +	550	340

The analyzed system presented in Fig. 2 has been tested for its ability to withstand the following forces:

- 300 kN compression force along with vertical loads from track guiding rollers of 5 kN per roller (Fig. 5.2)
- 150 kN stretching force along with vertical loads from track guiding rollers of 5 kN per roller (Fig. 5.7)
- vertical force from rollers in the event of an emergency when the entire weight of the tractor rests on the rollers (each front roller puts 20 kN of force on the analyzed structure, and each rear roller a 30 kN force) (Fig. 5.9).

The bumper beam was exposed to 300 kN compressive force and 150 kN tensile force. Coupling elements were subjected to tension of 150 kN. (Research results will be presented in the second part of the study).

Additional simulation tests of the front chassis structure for longitudinal forces were performed - 370 kN compression after factory modernization of the axle support bracket and side reinforcements.

4. Factory-made load-bearing elements of the tractor

Figure 4 shows the main factory front load-bearing components of the tractor, where:

- 1 – axle bracket
- 2 – reinforcing side beams.

Figure 4 a) shows the axle support brackets and side reinforcements of the tractor used in the production of the rail-road tractors in the years 2015 - 2017.

In IPS "TABOR", 8 rail-road tractor units were manufactured based on the tractors equipped with load-bearing elements made according to the solution in Fig. 4 a).

Przyjęto współczynnik bezpieczeństwa wynoszący $s = 1,15$ dla którego wartość naprężeń dopuszczalnych wynosi $360 \text{ MPa}/1,15=313 \text{ MPa}$.

Analizowany układ przedstawiony na rys. 2 został sprawdzony pod kątem możliwości przenoszenia następujących obciążeń:

- ściskanie siłą 300 kN wraz z obciążeniami pionowymi pochodzącymi od rolek 5 kN na rolę (Rys.5.2)
- rozciąganie siłą 150 kN wraz z obciążeniami pionowymi pochodzącymi od rolek 5 kN na rolę (Rys.5.7)
- obciążenie pionowe pochodzące od rolek w przypadku awaryjnym gdy cała masa ciągnika spoczywa na rolkach (jedna przednia rolka obciąża analizowany układ siłą 20 kN, a tylna siłą 30 kN) (Rys.5.9).

Belkę zderzakową obciążono siłą ścisnącą 300 kN oraz siłą rozciągającą 150 kN. Elementy sprzęgu poddano rozciąganiu siłą 150 kN. (Wyniki badań będą przedstawione w drugiej części opracowania).

Wykonano dodatkowe badania symulacyjne przedniej struktury nośnej na działanie sił wzdłużnych – ściskanie siłą 370kN po fabrycznej modernizacji wspornika osi i bocznych wzmocnień.

4. Fabryczne elementy nośne ciągnika

Na rysunku 4 przedstawiono główne fabryczne elementy nośne przedniej części ciągnika, gdzie oznaczono:

- 1 – wspornik osi
- 2 – wzmocnienia boczne.

Na rysunku 4 a) pokazano wspornik osi i boczne wzmocnienia ciągnika stosowane w produkcji ciągników szynowo-drogowych w latach 2015 – 2017.

W IPS „Tabor” wytworzono 8 sztuk ciągników szynowo-drogowych na ciągnikach bazowych wyposażonych w elementy nośne wykonane według rozwiązania rys. 4 a).

W 2018 roku producent ciągnika wdrożył zmodernizowane rozwiązania konstrukcyjne wspornika osi i bocznych wzmocnień wykonanych w postaci pokazanej na rys. 4 b) (po modernizacji).

Nowe rozwiązanie charakteryzuje się większą wytrzymałością na działanie sił wzdłużnych i momentów zginających, zwłaszcza ścian bocznych wspornika osi i bocznych wzmocnień ze względu na powiększone przekroje elementów nośnych wspornika osi i bocznych wzmocnień.

5. Badany model układu przedniego przed modernizacją

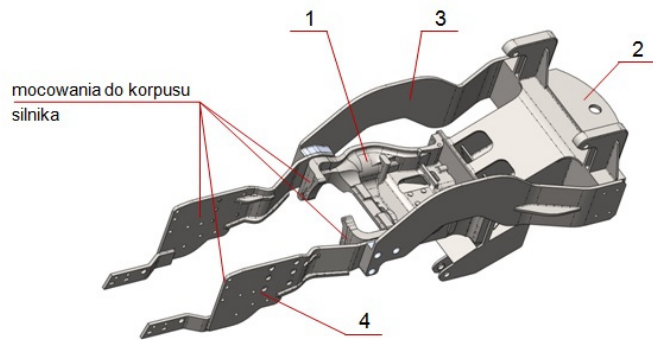
Model przedstawiono na rys. 5.1. Do fabrycznego wspornika osi 1 zamocowano przednią strukturę nośną układu pociągowo-zderznego 2, które dodatkowo

In 2018, the tractor manufacturer implemented modernized structural solutions for the axle support brackets and side reinforcements made in the form shown in Fig. 4 b) (after modernization).

The new solution was characterized by greater resistance to longitudinal forces and torque, especially the side walls of the axle support bracket and side reinforcements due to the increased cross-sections of the axle support brackets and side reinforcements.

5. Tested model of the front axle system before modernization

The model was shown in Fig. 5.1. The front axle support structure 2 was attached to the factory axle support bracket 1, which was additionally reinforced with side beams 3. The factory side beams 4 reinforce the attachment of the axle support bracket to the engine body.



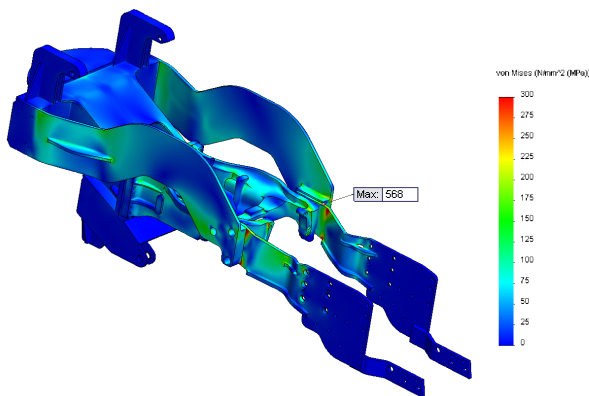
Rys. 5.1. Support structure of the front system without buffer beam and coupling

Description: mocowanie ... = element attached to the engine body

Rys. 5.1. Struktura nośna przedniego układu bez belki zderzakowej i sprzęgu

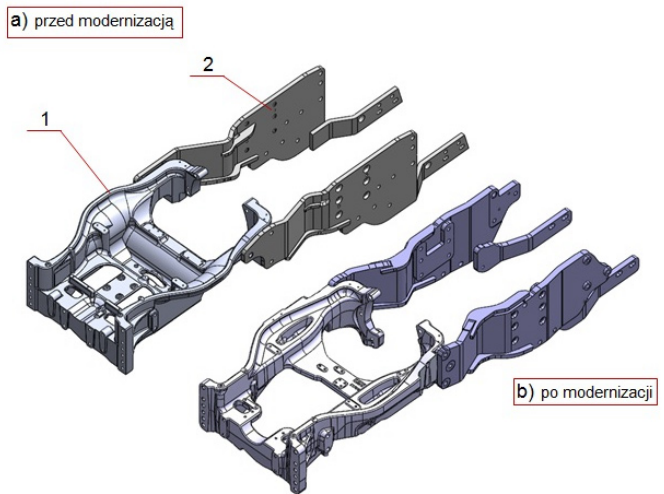
5.1. Forces and results of simulation tests

a) Front system compression – 300kN



Rys. 5.3. Reduced stress distribution
Rozkład naprężeń zredukowanych

wzmocniono belkami górnymi 3. Fabryczne belki dolne 4 stanowią wzmocnienie mocowania wspornika osi do korpusu silnika.

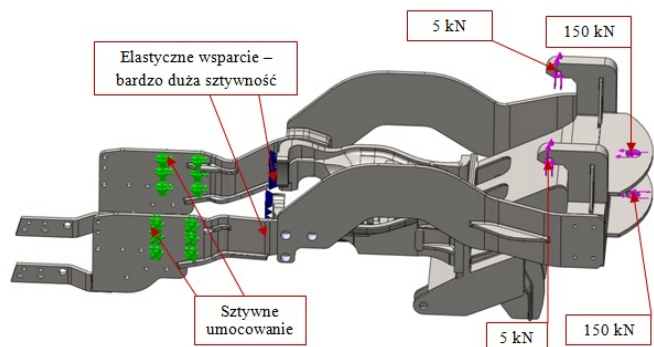


Rys.4. Factory components of the load-bearing chassis parts
Description: a) przed modernizacją = before modernization; b) po modernizacji = after modernization

Rys. 4. Fabryczne części składowe struktury nośnej

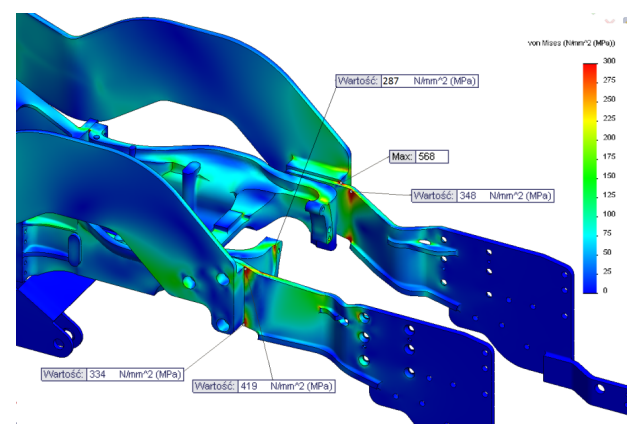
5.1. Obciążenia oraz wyniki badań symulacyjnych

a) ściskanie układu przedniego – 300 kN

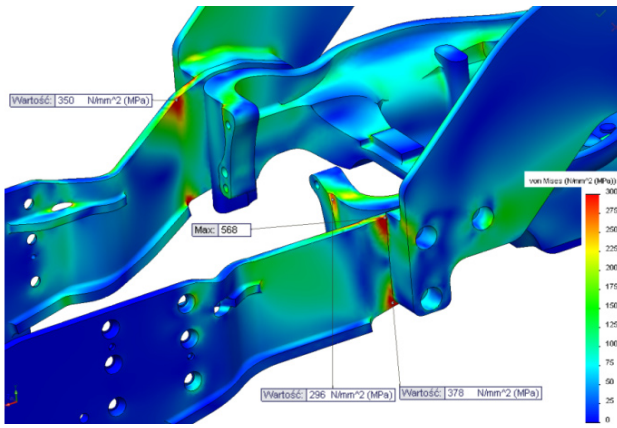


Rys. 5.2. Forces and mounting
Description: elastyczne wsparcie = elastic reinforcement, highly rigid; sztywne mocowanie = rigid attachment

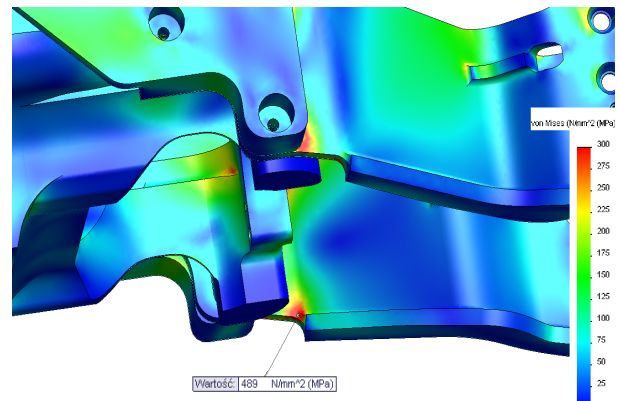
Rys. 5.2 Obciążenia i umocowania



Rys. 5.4. Reduced stress distribution – in detail
Rozkład naprężeń zredukowanych – szczegół

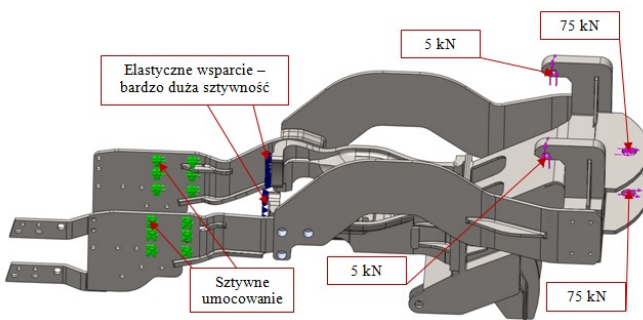


Rys. 5.5. Reduced stress distribution – in detail
Rozkład naprężeń zredukowanych – szczegóły



Rys. 5.6. Reduced stress distribution – in detail
Rozkład naprężeń zredukowanych – szczegóły

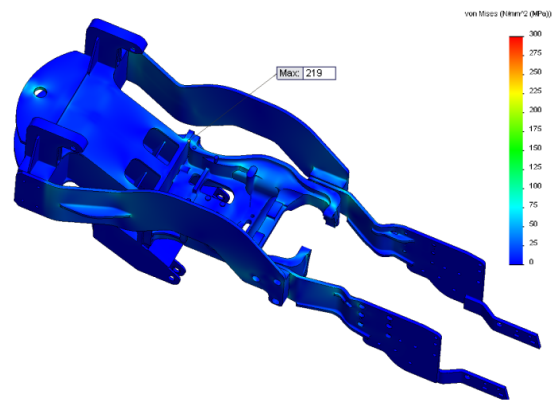
b) stretching force on the front system – 150kN



Rys. 5.7. Forces and mounting

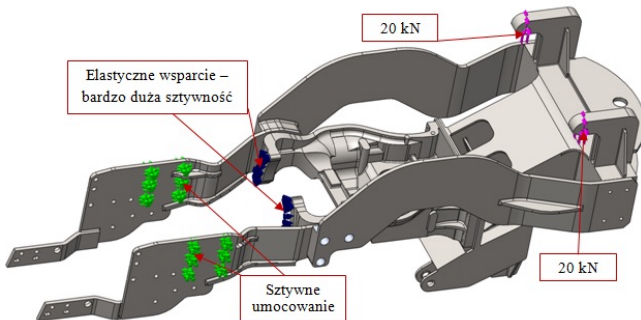
Description: elastyczne wsparcie = elastic reinforcement, highly rigid; sztywne mocowanie = rigid attachment
Obciążenia i umocowania

b) rozciąganie układu przedniego – 150 kN



Rys. 5.8. Reduced stress distribution
Rozkład naprężeń zredukowanych

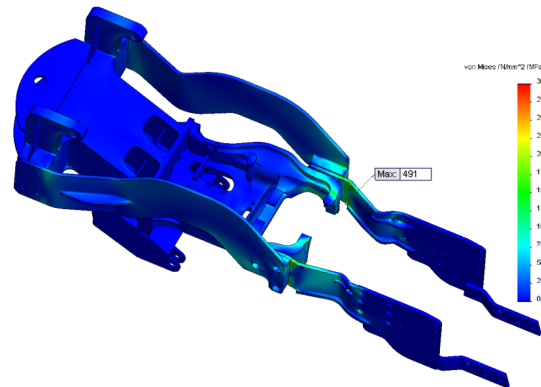
c) Vertical forces in the front system – 40kN



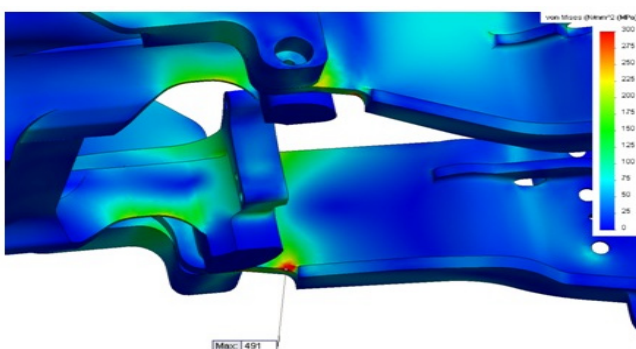
Rys. 5.9. Reduced stress distribution

Description: elastyczne wsparcie = elastic reinforcement, highly rigid; sztywne mocowanie = rigid attachment
Rozkład naprężeń zredukowanych

c) Obciążenie pionowe przedniego układu – 40 kN



Rys. 5.10. Reduced stress distribution
Rozkład naprężeń zredukowanych



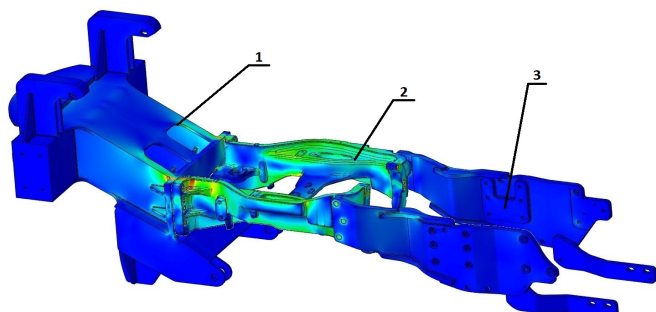
Rys. 5.11. Reduced stress distribution
Rozkład naprężeń zredukowanych

6. Tested model of the front system after modernization

6.1. Compressive force of 300 kN

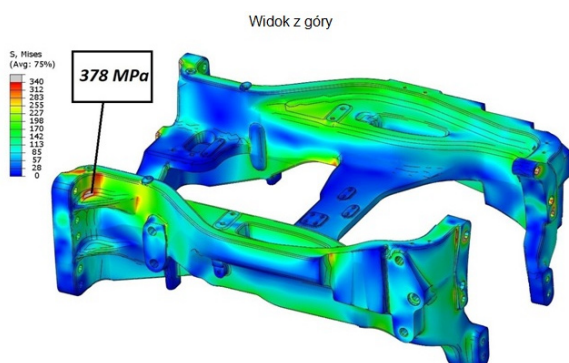
a) Model variant I

The variant I model consisting of front flat bracket element 1, factory axle support bracket 2 and factory side reinforcements 3 was tested (Fig. 6.1).



Rys. 6.1. System after modernization
Model po modernizacji

The test results were provided in figures 6.2 and 6.3.

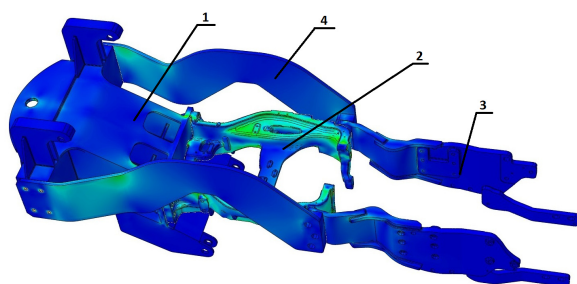


Rys. 6.3. Reduced stress distribution (axle support bracket – pos.2)
Rozkład naprężeń zredukowanych (wspornik osi – poz.2)

b) Model variant II

The tests were performed on the model variant II. This model consisted of the following elements:

- front bracket – 1
- factory-made support bracket – 2
- factory-made side beams – 3
- additional topside reinforcements – 4.



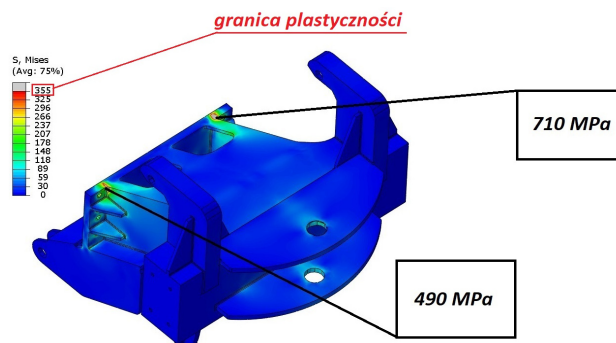
Rys. 6.4. Model after modernization with additional topside reinforcement
Model po modernizacji z dodatkowym wzmocnieniem górnym

6. Badany model układu przedniego po modernizacji

6.1. Ściskanie siłą 300 kN

a) Model wariant I

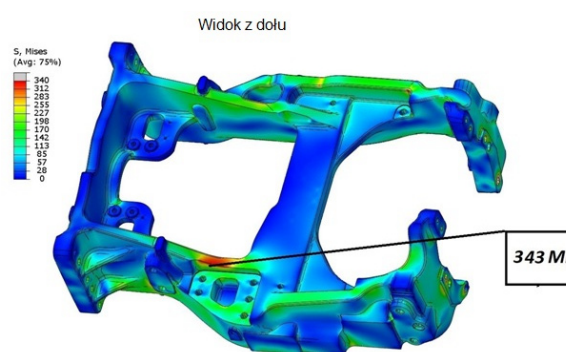
Badaniom poddano model wariant I złożony z przedniej skrzyni 1, fabrycznego wspornika osi 2 i fabrycznych wzmocnień dolnych 3 (rys. 6.1).



Rys. 6.2. Reduced stress distribution (front part – pos.1)
Description: granica plastyczności = yield point

Rozkład naprężeń zredukowanych (skrzynia przednia – poz.1)

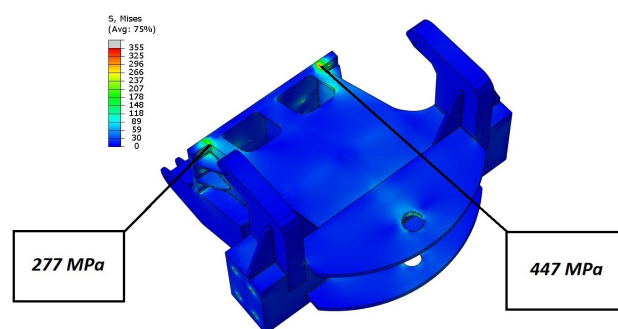
Wyniki badań przedstawiono na rysunkach 6.2 i 6.3.



b) Model wariant II

Badania wykonano na modelu wariant II. Model złożony z następujących elementów:

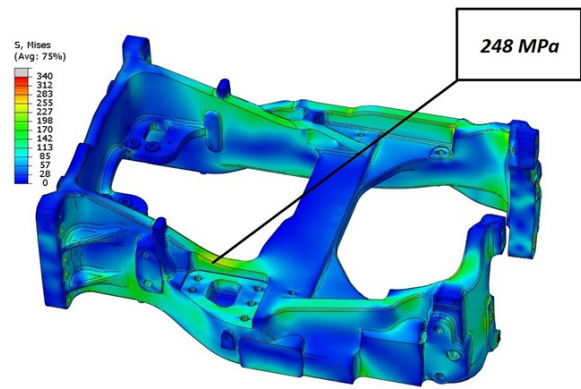
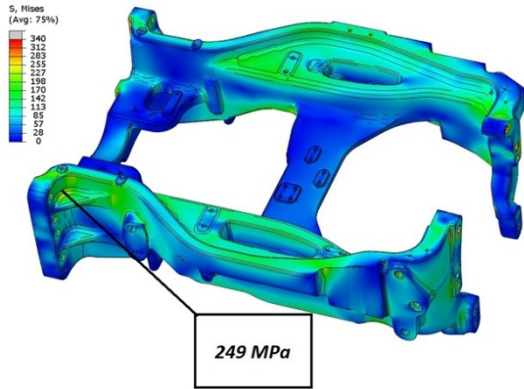
- przednia skrzynia – 1
- fabryczny wspornik – 2
- fabryczne wzmocnienia dolne – 3
- dodatkowe wzmocnienia górne – 4.



Rys. 6.5. Reduced stress distribution (front part – pos.1)
Rozkład naprężeń zredukowanych (skrzynia przednia – poz.1)

The test results were shown in Figures 6.5 and 6.6.

Wyniki badań przedstawiono na rysunkach 6.5 i 6.6.



Rys. 6.6. Reduced stress distribution (axle support bracket – pos.2) Rozkład naprężeń zredukowanych (wspornik osi – poz.2)

The maximum permitted stress in the axle support bracket was not exceeded when compressed with the force of 300 kN.

Nie zarejestrowano przekroczenia maksymalnych naprężeń dopuszczalnych w wsporniku osi przy ścisnieniu siłą 300 kN.

6.2. Compression with a force of 370 kN – variant III

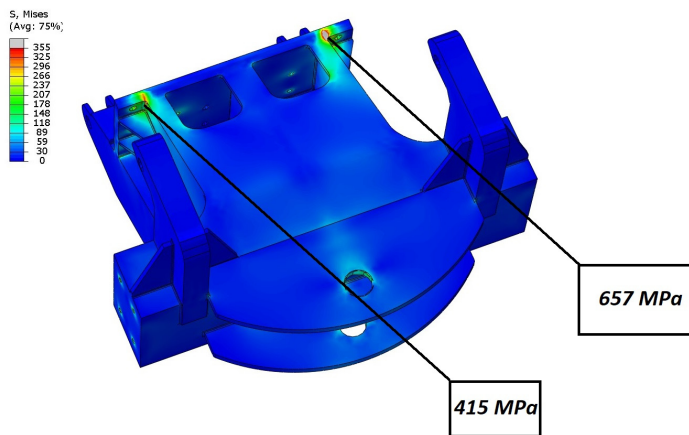
6.2. Ściskanie siłą 370 kN – wariant III

The variant III model was tested.

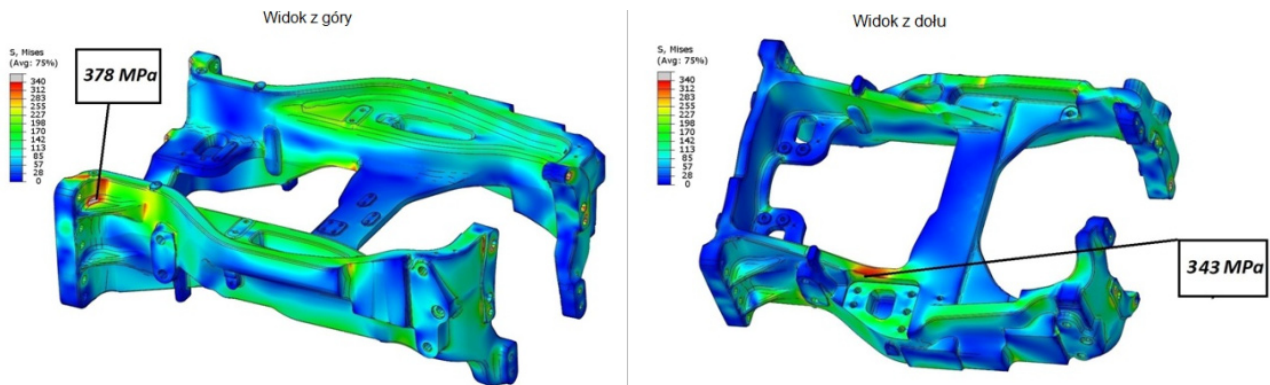
Badaniom poddano model wg wariantu II.

The test results were shown in figures 6.7 and 6.8.

Wyniki badań przedstawiono na rysunkach 6.7 i 6.8.



Rys. 6.7. Reduced stress distribution (front part – pos.1) Rozkład naprężeń zredukowanych (skrzynia przednia – poz.1)



Rys. 6.8. Reduced stress distribution (axle support bracket – pos.2) Rozkład naprężeń zredukowanych (wspornik osi – poz.2)

7. Discussion of the results

7.1. The front coupling-buffer system

a) Compression forces in the front coupling-buffer system

The coupling-buffer system was subject to a compression test before modernization, the system consisted of a front bracket, axle support bracket, side and upper reinforcing elements (Fig. 5.2).

The distribution of maximum stress values was shown in figures 5.3, 5.4, 5.5 and 5.6. Maximum stress values of 568 MPa and 560 MPa were recorded in the locations where top and side brackets were connected, which exceeded the permitted stress level of $R_e \leq 309$ MPa but did not exceed the short-term tensile strength $R_m \leq 630$ MPa (before modernization), additional side reinforcements were used to reduce the maximum stress concentration values to the safe permitted level $\delta_{dop} \leq 309$ Mpa.

b) Stretching forces in the front system

The previously compressed model was then subjected to the tensile test. The distribution of reduced stress values was shown in Fig. 5.7.

The distribution of reduced stress was shown in Fig. 5.8. Maximum reduced stress values reached up to 219 MPa, which was still less than $R_e = 309$ MPa.

c) Frontal forces in the front system

The vertical forces occur in the system during emergency lifting of the tractor until the tires break their contact with the ground, such as when replacing tires or driving over an obstacle that exceeds the lower gauge limit, especially by the wide rear tires. The distribution of forces and their location was shown in Figure 5.9.

The maximum reduced stress values were shown in Figures 5.10 and 5.11. Maximum stress concentration up to 491 MPa occurred at the locations where the lower and side reinforcements were connected. After the installation of additional side reinforcements, the measured stress level dropped below the limit value of $R_e = 309$ MPa.

d) Compression of the front coupling system - after modernization

The first variant of drive system without topside reinforcements was subjected to testing. The tested model was shown in Fig. 6.1. The level of registered maximum stress values in the bracket pos.1 fig.6.1 was 710 MPa and 490 MPa in the area where the element attached to the axle support bracket pos.2 fig.6.1. In the axle bracket, on the other hand, the highest stress values were recorded at 378 MPa also in the area of the attachment to the bracket and in the bottom area of the bracket at 343 MPa (Fig. 6.3). The large difference in stress values recorded on both sides of the chassis is the result of the difference in longitudinal stiffness of the side profiles of the axle bracket casting. The forces occurring in the axle support bracket slightly exceed the permissible stress

7. Komentarz do wyników badań

7.1. Przedni układ pociągowo-zderzny

a) Ściskanie przedniego układu pociągowo-zderznego

Próbie ściskania poddano układ pociągowo-zderzny przed modernizacją złożony z przedniej skrzyni, wspornika osi, dolnych i górnych belek wzmacniających (rys.5.2).

Rozkład naprężeń maksymalnych przedstawiono na rysunkach 5.3, 5.4, 5.5 i 5.6. Maksymalne naprężenia o wartości 568 MPa i 560 MPa zarejestrowano w miejscach połączenia wzmocnień górnych z wzmocnieniami dolnymi, które przekraczały naprężenia dopuszczalne $R_e \leq 309$ MPa lecz nie przekraczały wytrzymałości doraźnej $R_m \leq 630$ MPa (dla obciążeń nadzwyczajnych). Na pojazdach wytwarzanych do 1995 roku (przed modernizacją) stosowano dodatkowe wzmocnienia dolne w celu obniżenia wartości maksymalnych spiętrzeń naprężeń do poziomu bezpiecznego $\delta_{dop} \leq 309$ Mpa.

b) Rozciąganie przedniego układu pociągowego

Próbie rozciągania poddano model ściskany. Rozkład sił i miejsca przyłożenia pokazano na rys.5.7.

Rozkład naprężeń zredukowanych przedstawiono na rys.5.8. Maksymalne naprężenia zredukowane osiągnęły wartość 219 MPa, co jest mniejsze od $R_e = 309$ MPa.

c) Obciążenia pionowe przedniego układu

Obciążenia pionowe urządzenia występują przy awaryjnym unoszeniu ciągnika do oderwania opon od podłoża w celu wymiany opon lub przejazdu nad przeszkodą wynikającą z przekroczenia zarysu dolnego skrajni, szczególnie przez szerokie opony tylne. Rozkład obciążeń i miejsca przyłożenia pokazano na rysunku 5.9.

Maksymalne obciążenia zredukowane przedstawiono na rysunkach 5.10 i 5.11. Maksymalne spiętrzenie naprężeń do wartości 491 MPa wystąpiły w miejscach połączenia wzmocnień dolnych z górnymi. Po zabudowie dodatkowych wzmocnień dolnych poziom naprężeń osiągnął wartość poniżej granicy $R_e = 309$ MPa.

d) Ściskanie przedniego układu pociągowego – po modernizacji

Badaniom poddano pierwszy wariant kompletacji układu pociągowego, bez wzmocnień górnych. Badany model przedstawiono na rys.6.1. Poziom zarejestrowanych maksymalnych naprężeń w skrzyni poz.1 rys.6.1 wynosi 710 MPa i 490 MPa w okolicy mocowania skrzyni do wspornika osi poz.2 rys.6.1. Natomiast we wsporniku osi największe naprężenia zanotowano na poziomie 378 MPa również w okolicy mocowania skrzyni do wspornika oraz w strefie dolnej wspornika na poziomie 343 MPa (rys.6.3). Duża różnica wartości naprężeń zarejestrowana po obu stronach skrzyni jest wynikiem różnicy sztywności wzdłużnej bocznych profili odlewu wspornika osi.

level of $R_e = 340$ MPa for ductile iron, for irregular force of 300 MPa.

No stress values exceeding the permitted stress level $\delta_{dop} = 309$ MPa was found In the lower side beams item 3 fig. 6.4 of the tested model for S355 steel with a thickness greater than 16mm.

In the second variant of the examined model Fig. 6.1, the impact of topside reinforcements item 4 was deemed to be transferring the 300 kN compressive load. The level of recorded maximum stress values was shown in Figures 6.5 and 6.6.

Local stress concentration in the bracket at the points of attachment to the front chassis increased from 710 MPa to 447 MPa and from 490 MPa to 277 MPa after installing additional topside reinforcements, and in the axle bracket the stress level dropped from 378 MPa to 249 MPa and from 343 MPa to 248 MPa.

In the third tested variant of the model taking into account upper reinforcements, a compressive force of 370 kN was applied. The stress level in the tested components of the model was shown in Fig. 6.7, 6.8a), 6.8b). The axle bracket has not exceeded the permissible stress values $\delta_{dop} = 340$ MPa. However, local stress concentration in the front chassis was at the upper limit of ultimate strength $R_m = 470$ MPa – 630 MPa.

The modernization of the front axle bracket structure and side reinforcements, attached to the tractor engine, implemented by the base tractor manufacturer, significantly influenced the resistance of the front drive system to longitudinal forces, increasing the safety margin of the front supporting structure of the coupling-buffer system.

The modernized front axle bracket made it possible to forgo using the additional side reinforcements used in rail-road tractors before the axle bracket modernization.

Bibliography / Bibliografia

- [1] PN-EN 10025 Wyroby walcowane na gorąco niestopowych stali konstrukcyjnych. Warunki techniczne dostawy.
- [2] PN-EN 15551 Kolejnictwo. Zderzaki.
- [3] Medwid M., Daszkiewicz P., Czerwiński J., Jakuszko W. – Sieć Badawcza Łukasiewicz-Institut Pojazdów Szynowych „Tabor”, Kazimierczak E.- CLAAS Polska: Ciągnik szynowo-drogowy z napędem spalino-wo-elektrycznym. Pojazdy Szynowe, 2019, nr 3.
- [4] Medwid M., Jakuszko W., Kazimierczak E.: Cechy konstrukcyjne ciągnika bazowego wybranego do adaptacji na pojazd szynowo-drogowy nowej generacji. Pojazdy Szynowe, 2017, nr 3.
- [5] Medwid M., Stawecki W., Czerwiński J., Jakuszko W., Kazimierczak E.: Modelowanie struktury manewrowego ciągnika szynowo-drogowego CLAAS ARION 620. Pojazdy Szynowe, 2017, nr 2.

Naprężenia występujące w wsporniku osi w niewielkim stopniu przekraczają poziom naprężeń dopuszczalnych $R_e = 340$ MPa dla żeliwa sferoidalnego, dla obciążenia nadzwyczajnego 300 MPa.

We wzmocnieniach dolnych poz.3 rys.6.4 badanego modelu nie stwierdzono poziomu naprężeń przekraczających naprężenia dopuszczalne $\delta_{dop} = 309$ MPa dla stali S355 o grubości większej od 16mm.

W drugim wariantcie badanego modelu rys.6.1 uwzględniono udział wzmocnień górnych poz.4 w przenoszeniu obciążenia ściskającego o wartości 300 kN. Poziom zarejestrowanych naprężeń maksymalnych przedstawiono na rys.6.5 i 6.6.

Lokalne spiętrzenie naprężeń w skrzyni w miejscach mocowania do wspornika zwiększyło się odpowiednio z 710 MPa do 447 MPa i z 490 MPa do 277 MPa po zamontowaniu dodatkowych górnych wzmocnień, a we wsporniku osi poziom naprężeń obniżył się z wartości 378 MPa do 249 MPa oraz z 343 MPa do 248 MPa.

W trzecim wariantcie badań modelu uwzględniającego wzmocnienia górne przyłożono siłę ściskającą o wartości 370 kN. Poziom naprężeń w badanych elementach składowych modelu pokazano na rys.6.7, 6.8a), 6.8b). W wsporniku osi nie zanotowano przekroczenia naprężeń dopuszczalnych $\delta_{dop} = 340$ MPa. Natomiast lokalne spiętrzenia naprężeń w skrzyni są w górnej granicy wytrzymałości doraźnej $R_m = 470$ MPa – 630 MPa.

Wdrożona przez producenta ciągnika bazowego modernizacja konstrukcji wspornika przedniej osi i dolnych wzmocnień, mocowanych do silnika ciągnika, w istotny sposób wpłynęła na odporność przedniego układu pociągowego na działanie sił wzdłużnych podnosząc zapas bezpieczeństwa przedniej konstrukcji nośnej układu pociągowo-zderznego.

Zmodernizowany wspornik przedniej osi umożliwił rezygnację z dodatkowych wzmocnień dolnych stosowanych w ciągnikach szynowo-drogowych przed modernizacją wspornika osi.

-
- [6] Bryk K., Łukaszewski K., Medwid M.: Symulacyjne badania bezpieczeństwa ruchu ciągnika szynowo-drogowego CLAAS ARION 620. Międzynarodowa Konferencja Naukowa TRANSPORT XXI WIEKU. Arłamów, 30.08. ÷ 02.09.2016.
 - [7] Medwid M.: Hybrydowe pojazdy kolejowo-drogowe zaprojektowane i wytwarzane w Polsce. Technika Transportu Szynowego, 2005, nr 7-8.
 - [8] Medwid M., Stawecki W., Czerwiński J., Jakuszko W.: Wielozadaniowy ciągnik szynowo-drogowy nowej generacji. Pojazdy Szynowe, 2016, nr 3.