

# MODELOWANIE KONSTRUKCJI DŹWIGARÓW ALUMINIOWYCH DLA PRAS WULKANIZACYJNYCH

## MODELLING OF ALUMINIUM GIRDER STRUCTURES FOR VULCANIZING PRESSES

Edward Pagacz, Paweł Lewandowicz - „Poltegor-Instytut” Instytut Górnictwa Odkrywkowego, Wrocław

*Artykuł omawia optymalne rozwiązanie konstrukcyjne dźwigarów dla pras wulkanizacyjnych wobec możliwości pozyskania od producentów nowych elementów składowych. Przeprowadzone badania potwierdziły całkowitą przydatność wprowadzonych udoskonaleń osiągając lepszy wynik funkcjonalności prasy wulkanizacyjnej i jej wieloletnią przydatność eksploatacyjną.*

**Słowa kluczowe:** prasy wulkanizacyjne, taśmy przenośnikowe

*The article discusses optimal solutions of aluminium girder structures for vulcanizing presses considering the possibility to obtain new ingredients from producers. The research conducted have confirmed complete efficiency of introduced improvements in obtaining better results of a vulcanizing press and its long-term operation.*

**Keywords:** vulcanizing presses, conveyor belts

### Wstęp

Najważniejszym i najbardziej odpowiedzialnym zespołem w prasie są dźwigary i śruby łączące, które z racji wymagań technologicznych muszą przenieść obciążenie przekraczające 400 kN. Trudność polega na takim optymalnym doborze kształtu i materiałów, aby konstrukcja była w miarę lekka i dostatecznie wytrzymała. Pozostałe zespoły prasy spełniają również ważne funkcje w procesie wulkanizacji, jednak ich dobór konstrukcyjny nie wymaga głębszego rozpoznania i testowania, niemniej jednak badania trwałościowe kompletnej konstrukcji funkcjonalnej są konieczne.

Istotnym warunkiem trwałości eksploatowanego ciągu taśmowego na przenośniku jest zachowanie wysokich parametrów technologicznych w łączeniu końców taśmy i naprawy uszkodzeń miejscowych. W kopalniach i innych działach przemysłu, gdzie występuje intensywna eksploatacja przenośników i znaczące ilości wymiany taśmy w ciągach technologicznych, to właśnie liczba koniecznych połączeń mocno podnosi czas postoju ciągu, rośnie również liczba awaryjnych zdarzeń na taśmie takich jak wyrwanie, przebicia, przecięcia, rozwarstwienia połączeń itp. Istnieje zatem potrzeba użycia stosownych urządzeń do łączenia i usuwania tych uszkodzeń, które powinny się charakteryzować lekką konstrukcją, dużą trwałością i skutecznością w działaniu.

„Poltegor-Instytut” od wielu lat specjalizuje się w projektowaniu i budowie takiego sprzętu dostosowując parametry eksploatacyjne i technologiczne do wymagań użytkowników zarówno dla taśm przekładkowych jak i z linkami stalowymi. Na potrzeby pras wulkanizacyjnych w dotychczasowej praktyce stosowano profile aluminiowe wykonywane na nasze zamówie-

nie przez hutę Grupa Kęty S.A. jednak z uwagi na wieloletnią eksploatację prasy wyciskowej nastąpiło jej całkowite zużycie i wycofanie z eksploatacji. Huta zakupiła inną prasę, na której dotychczasowe profile nie mogą być produkowane. Zwrócono się do Grupy Kęty S.A. z prośbą o wyrażenie zgody na wykonanie na nowo uruchomionej prasie specjalnego profilu dla naszych potrzeb ze stopu aluminium o najwyższych walorach wytrzymałościowych. Profile wykonane z tego stopu dają gwarancję, że w zastosowaniu do belek dźwigarów spełnią wymagania wytrzymałościowe i ugięcia mieszczące się w granicach możliwości siłownika hydraulicznego. Przewidziano konieczność wykonania jednego doświadczalnego kompletnego dźwigara (górnego i dolnego) dla taśmy o szerokości 2000 mm celem badania laboratoryjnego obejmującego testy wytrzymałościowe i trwałościowe.

### Modelowanie funkcjonalne dźwigarów – obliczenia MES

Zmiana kształtu profili aluminiowych, produkowanych przez Grupę Kęty S.A., wymusiła potrzebę zaprojektowania na nowo dźwigarów prasy wulkanizacyjnej. Wymagania stawiane tym urządzeniom pozostały niezmiennie i dla prasy służącej do łączenia taśm o szerokości 2000 mm potrzebny jest dźwigar o długości 2500 mm, zdolny przenieść siłę 0,4 MN, przy czym strzałka ugięcia przy maksymalnym obciążeniu nie powinna przekraczać 15 mm. Całość powinna posiadać jak najmniejszy ciężar z uwagi na potrzebę ręcznego przenoszenia i montowania prasy wulkanizacyjnej na przenośnikach.

Na rysunku 1 przedstawiono zaprojektowany zespół dźwigarów z dwoma śrubami nośnymi na końcach, będący podstawowym modułem prasy wulkanizacyjnej. W zależności od długości złącza urządzenie zawiera 9 takich modułów, a nawet

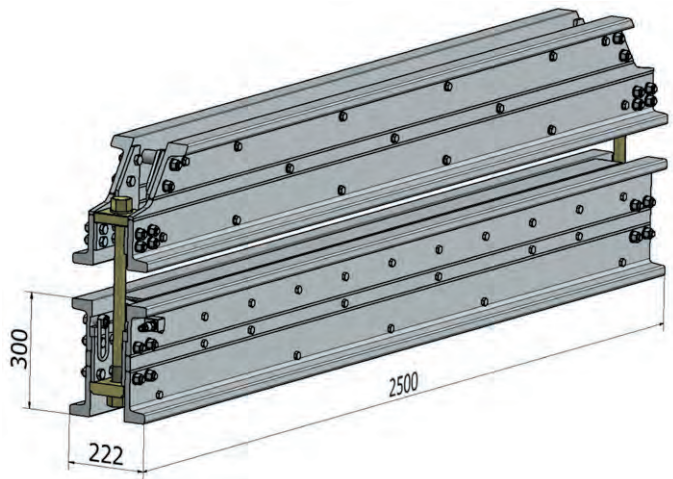
więcej w przypadku taśm specjalnych. Pomiędzy dźwigarem dolnym i górnym umieszcza się płyty grzewcze, na których składane jest złącze wulkanizowanej taśmy. Dolny dźwigar posiada siłowniki hydrauliczne umożliwiające wytworzenie odpowiednich nacisków podczas procesu wulkanizacji.

Przed wytworzeniem kompletnego zespołu dźwigarów doświadczalnych sporządzono model obliczeniowy poddany analizie wytrzymałościowej z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES), który już na etapie projektowania pozwolił na optymalizację konstrukcji. Obliczenia jak i projekt wykonano w programie Autodesk Inventor 2018. Moduł MES w tym programie nie pozwala na analizę złożonych modeli, posłużono się więc pewnymi uproszczeniami. Obliczeniom poddano dźwigar dolny, który ze względu na umieszczone w nim siłowniki podlega największym odkształceniom. Z uwagi na symetryczność obciążeń i kształtu przeprowadzono analizę jednej czwartej dźwigara. Dla zwiększenia współczynnika bezpieczeństwa do obliczeń przyjęto obciążenie o 15% większe, niż maksymalne i dla całego dźwigara wynosi ono 461 kN. Na rysunku 2 pokazano model obliczeniowy z zaznaczonym układem sił i utwierdzenia.

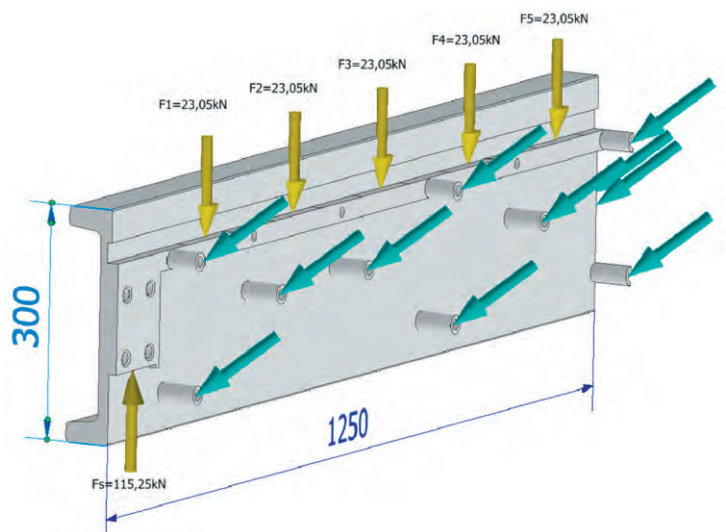
Istotnymi węzłami zespołu są jego końce, w których montowane są śruby nośne. W celu uniknięcia przesztynienia modelu w miejscu tym pominięto utwierdzenie sztywne zastępując je przyłożoną siłą  $F_s$  prostopadłą do płaszczyzny nakładki, gdzie w rzeczywistości styka się z podkładką śruby. Siła ta równoważy obciążenia  $F_1$  do  $F_5$  przyłożone w miejscu montażu siłowników. Do obliczeń przyjęto materiał duraluminium 7075, którego granica plastyczności jest określana na poziomie 480 MPa.

Na rysunku 3 pokazano wyniki obliczeń w postaci warstwic rozkładu naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa. Maksymalne naprężenia powstają w górnym i dolnym pasie dźwigara i nie przekraczają wartości 144 MPa.

Odnosząc te wyniki do granicy plastyczności zastosowanego materiału 480 MPa, współczynnik bezpieczeństwa osiąga najniższą wartość w pasie dolnym i wynosi ok. 3,35 (Rys. 4).

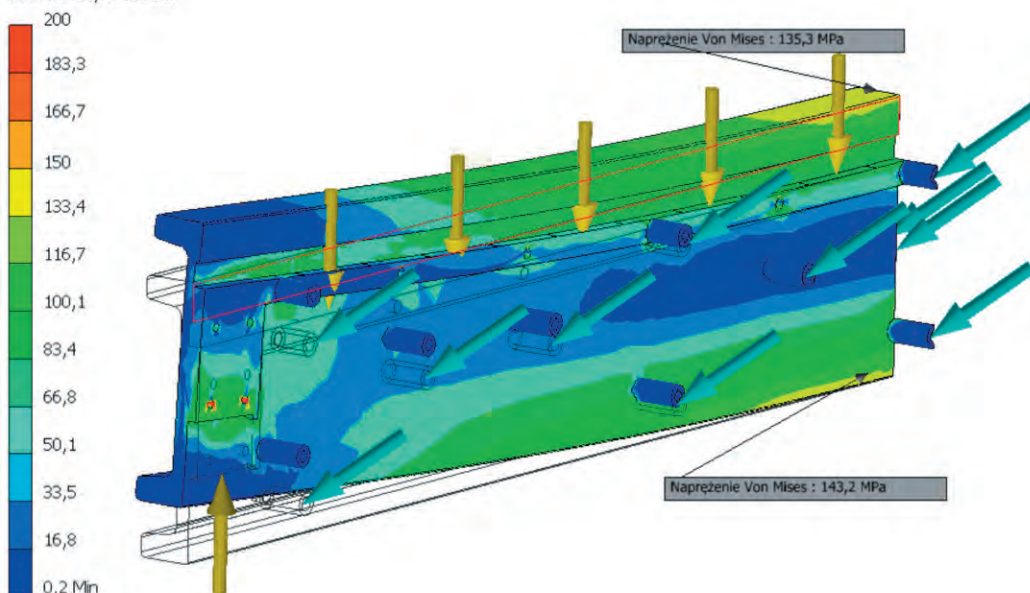


Rys. 1. Model zespołu dźwigarów  
Fig. 1. Model of traverse

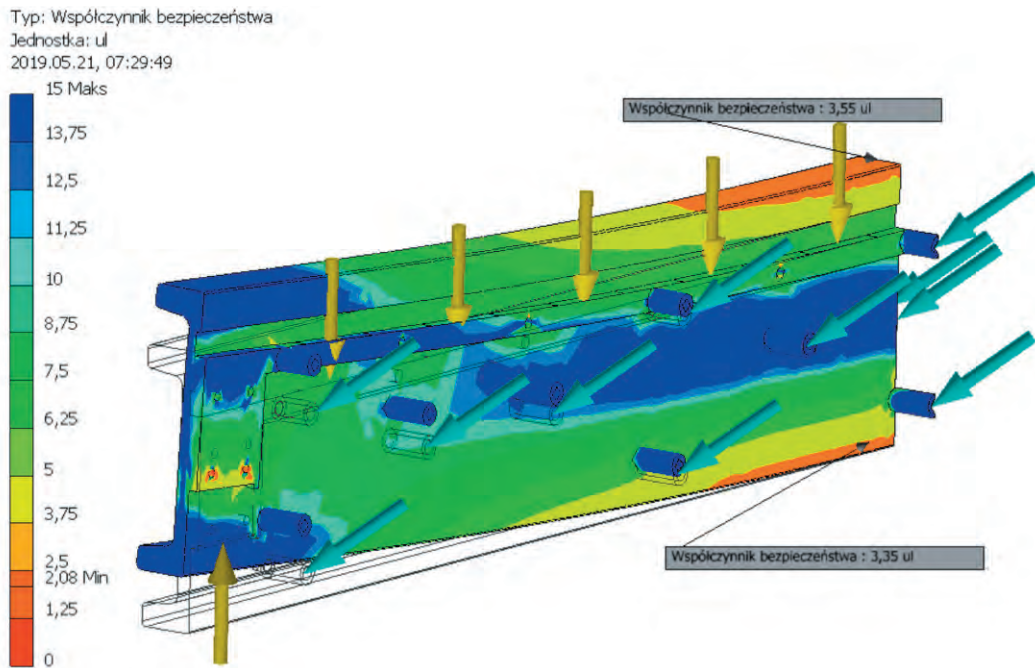


Rys. 2. Model obliczeniowy dźwigara dolnego.  
Fig. 2. Calculation model of the bottom girder

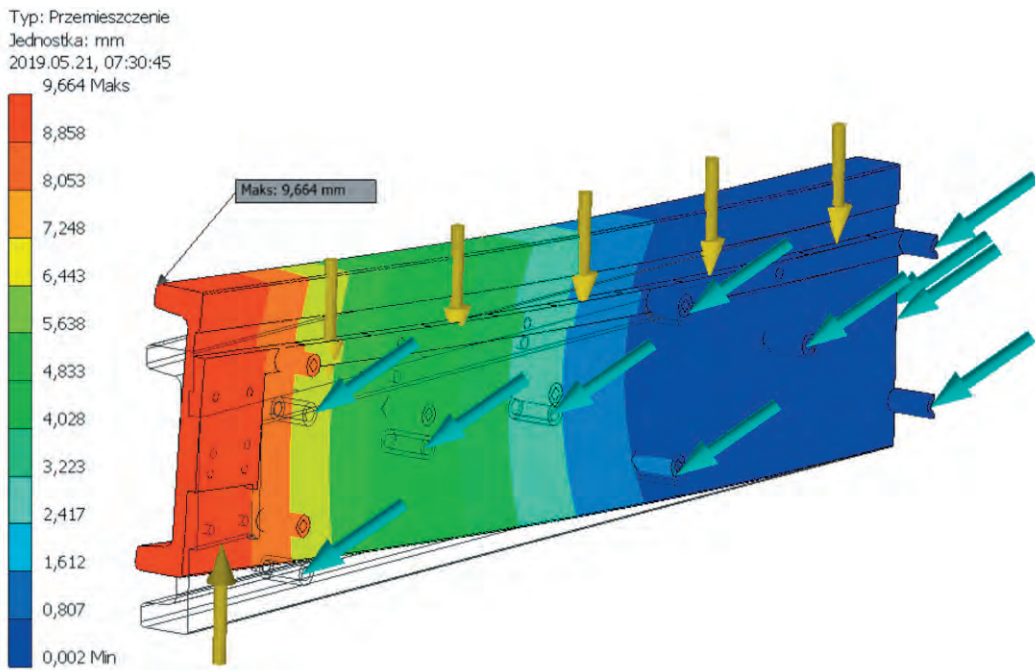
Typ: Naprężenie Von Mises  
Jednostka: MPa  
2019.05.21, 07:28:31



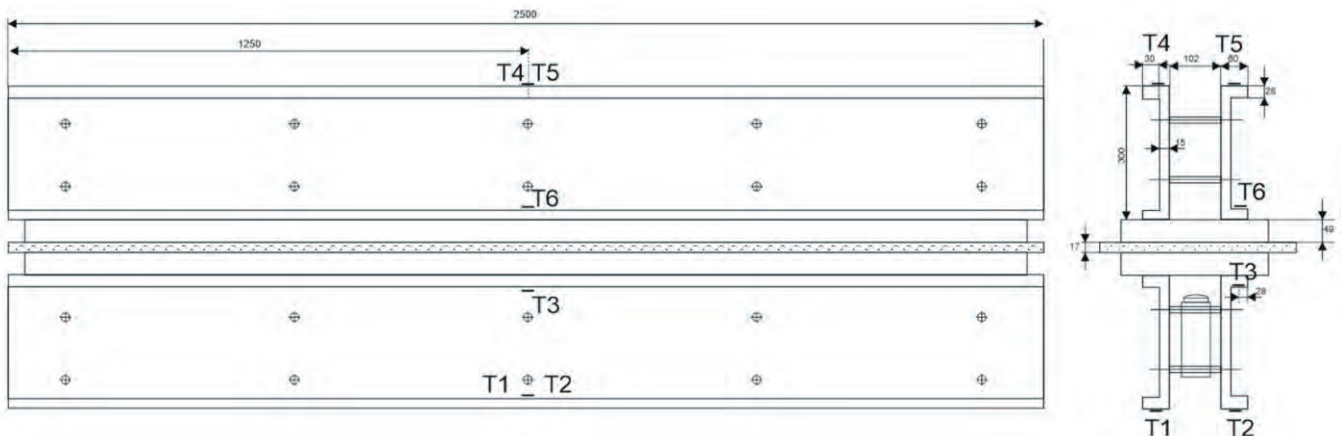
Rys. 3. Naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa  
Fig. 3. Reduced stress according to the Huber-Mises hypothesis



Rys. 4. Współczynnik bezpieczeństwa  
 Fig. 4. Safety factor



Rys. 5. Przemieszczenia  
 Fig. 5. Displacements



Rys. 6. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych na dźwigarze testowym  
 Fig. 6. Diagram of the distribution of measuring points on the test girder

Również wartości przemieszczeń nie przekroczyły zakładanego poziomu i jego maksimum wynosi ok 9,7 mm. Na rysunku 5 przedstawiono rozkład warstwicy przemieszczenia.

Uzyskane wyniki obliczeń uzasadniają opracowanie dokumentacji technicznej, wykonanie egzemplarza testowego i przeprowadzenie dalszych prac badawczych.

### Wytrzymałościowe badania tensometryczne

W celu weryfikacji przeprowadzonych obliczeń i symulacji, kompletny dźwigar poddano pomiarom tensometrycznym. Badania przeprowadzono w akredytowanym „Laboratorium Badań i Diagnostyki Maszyn i Urządzeń” działającym w „Poltegor-Instytut”.

W ramach pomiaru wykonano odczytu wartości z 6. tensometrów do określenia zmiany naprężeń dla wymuszenia ciśnieniem w siłownikach belki dolnej. Siłowniki wywierały nacisk na płyty grzewcze do wulkanizacji taśm przenośnikowych, pomiędzy które włożona była taśma gumowa. Płyty nie były podgrzewane. Wykonano 4 serie pomiarów dla narastającego ciśnienia w siłownikach. Dla każdej serii, dokonano odczytu wartości niezrównoważenia układów tensometrycznych dla

kolejnych 7. poziomów przyrostu wartości kontrolnej ciśnienia (4, 8, 12, 16, 20, 24, 29 MPa). Jako wartość początkową (odniesienia) przyjęto wskazanie dla układów bez ciśnienia w siłownikach.

Wynikiem badań jest wyznaczenie wartości przyrostu naprężania w punktach pomiarowych, wyrażonego w MPa w kolejnych próbach. (tab. 1, rys. 6).

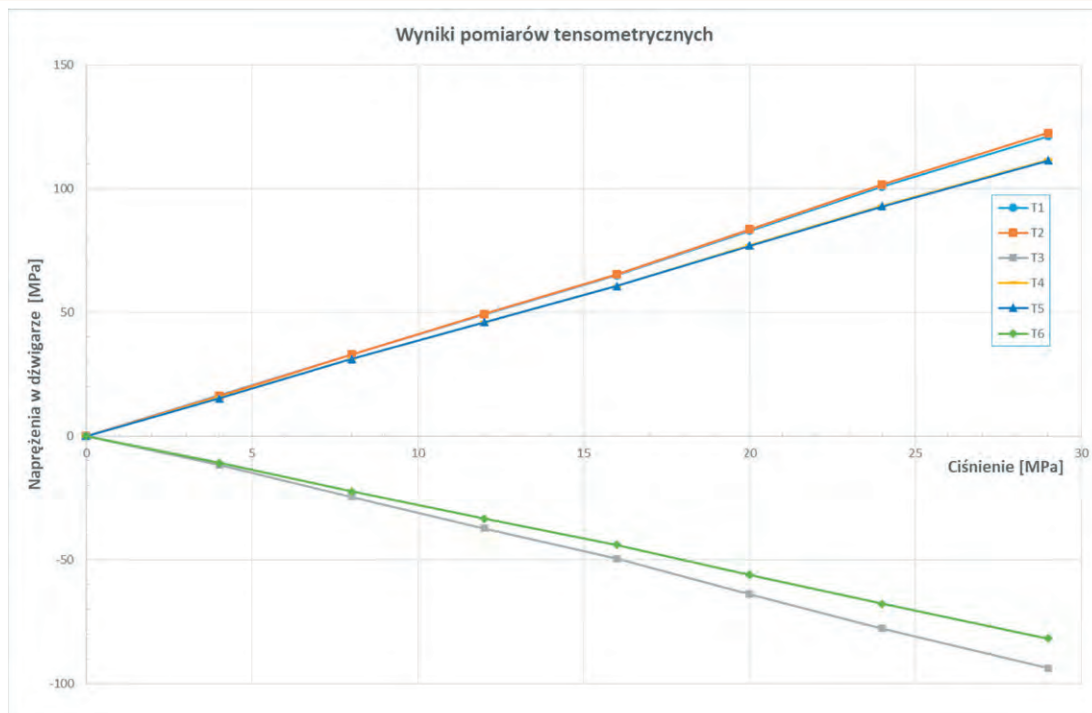
Największe wyężenie materiału wystąpiło na dolnej krawędzi dolnego dźwigara przy ciśnieniu 290 kG/cm<sup>2</sup> i wyniosło **122,4 MPa**. Wielkość tę zarejestrowały tensometry T<sub>1</sub> i T<sub>2</sub>. Dźwigary wykonano z wysokostopowego aluminium w gatunku 7075, dla którego norma międzynarodowa przyjmuje granicę plastyczności na poziomie **480 MPa**. Nie zaobserwowano również jakichkolwiek trwałych odkształceń. Po odjęciu obciążenia elementy wracały do pierwotnego kształtu. Zaproponowana konstrukcja z dużą nadwyżką spełnia wymagania wynikające z potrzeb jej przeznaczenia.

Podczas prób ciśnieniowych zmierzono wartość ugięcia dźwigarów, wyniki przedstawiono w tabeli 2.

Sumaryczna wartość ugięcia dźwigarów po przyłożeniu maksymalnego obciążenia wynosi 13 mm i nie zagraża bezpiecznej pracy numerycznych siłowników.

Tab. 1. Wyniki pomiarów tensometrycznych  
Tab. 1. Strain measurement results

p [MPa]	Siła działająca na dźwigar [kN]	$\sigma$ [MPa]					
		T1	T2	T3	T4	T5	T6
0	0	0	0	0	0	0	0
4	6,4	16,3	16,2	-11,7	15,6	15,2	-10,8
8	12,7	33	32,9	-24,6	31,2	31,1	-22,4
12	19,1	49,1	49,3	-37,3	46	46	-33,3
16	25,5	64,9	65,4	-49,6	60,5	60,5	-43,9
20	31,8	83	83,6	-63,8	77	76,9	-56
24	38,2	100,7	101,6	-77,7	93	92,8	-67,8
29	46,1	121,1	122,4	-93,8	111,5	111,3	-81,7



Rys. 7. Wyniki pomiarów tensometrycznych  
Fig. 7. Strain measurement results

Tab. 2. Ugięcie dźwigarów  
Tab. 2. Deflection of traverse

Stan dźwigara	Ciśnienie w siłownikach [MPa]						
	4	8	12	16	20	24	29
Ugięcie dźwigara dolnego	2	3	3,5	4	5	6	7
Ugięcie dźwigara górnego	-	-	-	-	-	-	6

### Badania trwałościowe

Niezwykle istotnym zagadnieniem każdej konstrukcji jest jej trwałość eksploatacyjna, do której użytkownik przywiązuje dużą uwagę. Toteż, w tym prototypowym rozwiązaniu, nie może być pominięte zagadnienie badań trwałościowych. Zaproponowana prototypowa konstrukcja obejmuje szereg udoskonaleń i nowych elementów takich jak: konstrukcja dźwigarów i udoskonalone siłowniki hydrauliczne.

Należy podkreślić, że te zespoły w konstrukcji prasy wulkanizacyjnej są podstawowymi i rzutują ewidentnie na powodzenie eksploatacyjne tego urządzenia, mając na uwadze koszt wykonania połączenia taśmy przenośnikowej.

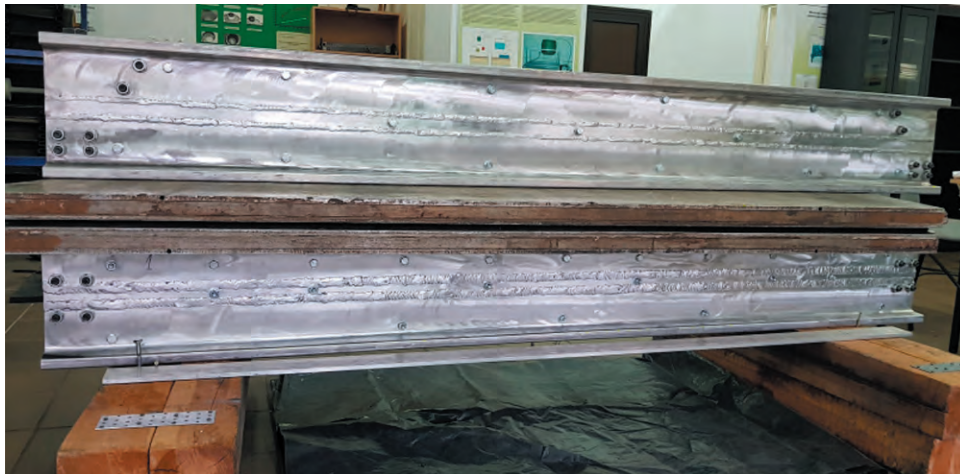
Aby określić maksymalną trwałość określoną w latach sporządzono program badań, który obejmował cykle pracy prasy wulkanizacyjnej w warunkach rzeczywistych: wywołanie nacisku na taśmę podczas wulkanizacji ciśnieniem w siłownikach około 29 MPa, a następnie po procesie wulkanizacji uwolnienie nacisku na złącze do wartości zerowej. Po konsultacjach z kopalniami ustalono, że jedna prasa wykonuje średnio rocznie 200 - 250 połączeń. Program zrealizowano na stanowisku badawczym za pomocą automatycznego sterowania procesem

wykorzystując do tego celu technikę cyfrową. Automatykę zaprogramowano w następującym czterominutowym cyklu:

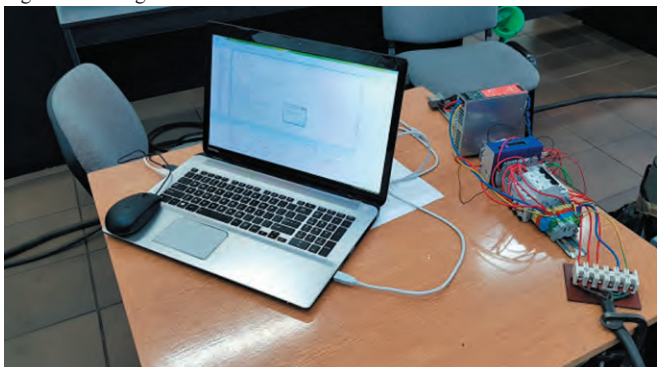
- wywołanie ciśnienia w układzie hydraulicznym do wartości 29 MPa
- ustalenie stanu naprężenia konstrukcji na okres 1 minuty
- likwidacja ciśnienia do wartości zerowej
- wyzwolenie konstrukcji od naprężeń i stabilizacja materiałowa na okres 1 minuty.

Postanowiono, że badania prowadzone będą do chwili uzyskania ok. 7000 cykli. Odnosząc się zatem do uzyskanego wyniku można stwierdzić, że konstrukcja prasy z nawiązką spełnia oczekiwania użytkowników, bo przy 250 połączeniach rocznie jej trwałość wyniesie minimum 28 lat przy założeniu, że będzie wykorzystywane maksymalne ciśnienie w układzie hydraulicznym, a technologia łączenia taśm takiego wygórowanego parametru nie wymaga ponieważ obecnie mieszanki wulkanizacyjne charakteryzują się bardzo wysoką adhezją. Dodatkowo należy podkreślić, że przyjęte w laboratorium do badań ekstremalne warunki wyęźnienia materiałowego konstrukcji dźwigarów wynikające ze zmienności obciążenia w warunkach rzeczywistych nie występują. Użycie prasy w ciągu dnia i wynikające stąd jednokierunkowe obciążenie przez okres wulkanizacji i studzenia prasy nie może być zaliczone do zmiennego obciążenia mającego wpływ na trwałość konstrukcji.

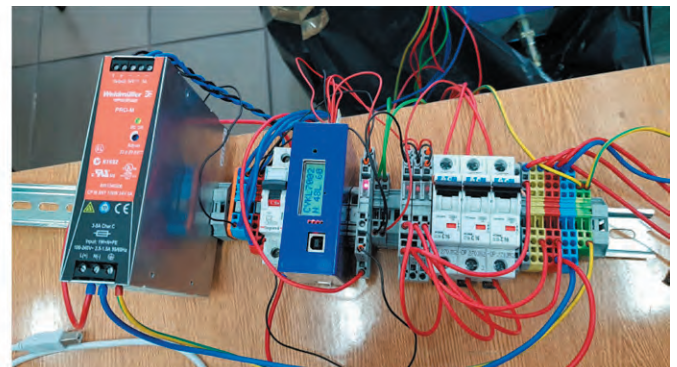
Badania trwałościowe przebiegły pomyślnie. Po wykonaniu 7000 cykli, podczas oględzin, nie stwierdzono jakichkolwiek odkształceń trwałych w dźwigarach, nie zaobserwowano również innych symptomów zużycia. Siłowniki hydrauliczne spełniły swoje zadanie i pozostały szczelne, a ich stan techniczny pozwala na dalszą eksploatację.



Rys. 8. Stanowisko pomiarowe  
Fig. 8. Measuring stand



Rys. 9. Stanowisko pomiarowe  
Fig. 9. Measuring stand



Tab. 3. Porównanie wyników badań  
Tab. 3. Comparison of test results

Punkt pomiarowy	Wytrzymałość [MPa]		Różnica
	Obliczenia MES	Pomiary tensometryczne	
T2	143,2	122,4	14%
T3	135,3	93,8	30%
Max przesunięcie	9,6mm	7mm	--

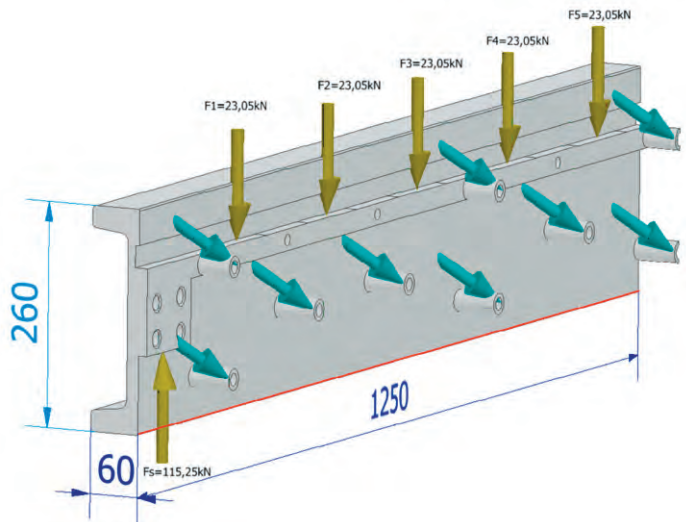
### Optymalizacja konstrukcji dźwigara

Obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzone metodą elementów skończonych wykazują zbieżność z pomiarami tensometrycznymi przeprowadzonymi na prototypowym dźwigarze. W tabeli 3 zestawiono wyniki dla dwóch punktów pomiarowych umieszczonych w najbardziej obciążonych miejscach czyli w połowie dźwigara w pasie górnym i dolnym (punkty T2 i T3 na rys. 6).

Zmierzona wartość naprężeń jest mniejsza, niż ta obliczona i w pasie dolnym (rozciągającym), różnica sięga 14%, a w pasie górnym (ściskającym) wynosi 30%. Różnica tych wyników zwiększa jeszcze współczynnik pewności, jednocześnie pokazuje że opracowany model obliczeniowy wraz z założonymi warunkami brzegowymi jest poprawny. Zestawiając to z pozytywnymi wynikami badań trwałościowych autorzy zaproponowali dalszą optymalizację dźwigara.

Zmierzona podczas badań tensometrycznych wartość strzałki ugięcia dla dźwigara dolnego i górnego wyniosła w sumie ok. 13 mm. Zastosowane siłowniki hydrauliczne posiadają dozwolony skok równy 35 mm. Pozwoliło to opracować nowy model dźwigara, gdzie kosztem sztywności zmniejszono jego wysokość do 260 mm. Na rysunku 10 pokazano szkic modelu obliczeniowego, w którym układ sił i warunki brzegowe są analogiczne do tego na rysunku 2.

Na rysunku 11 pokazano wyniki obliczeń wytrzymałościowych. Maksymalne naprężenie zredukowane w pasie dolnym



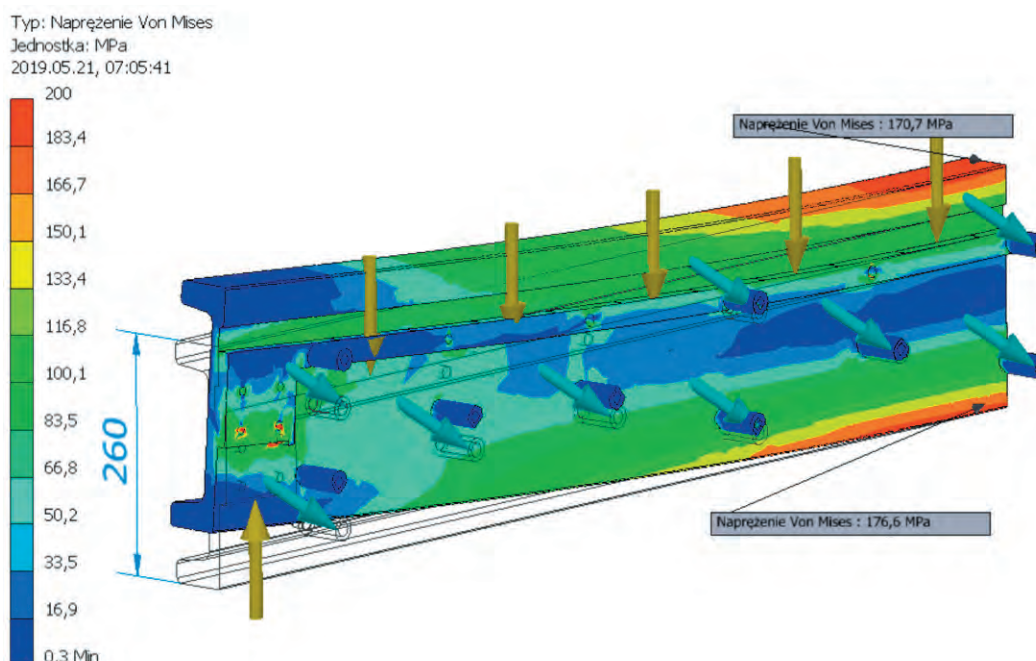
Rys. 10. Model dźwigara po optymalizacji  
Fig. 10. Girder model after optimization

wynosi ok. 177 MPa, a minimalna wartość współczynnika bezpieczeństwa ok. 2,7 (Rys. 12).

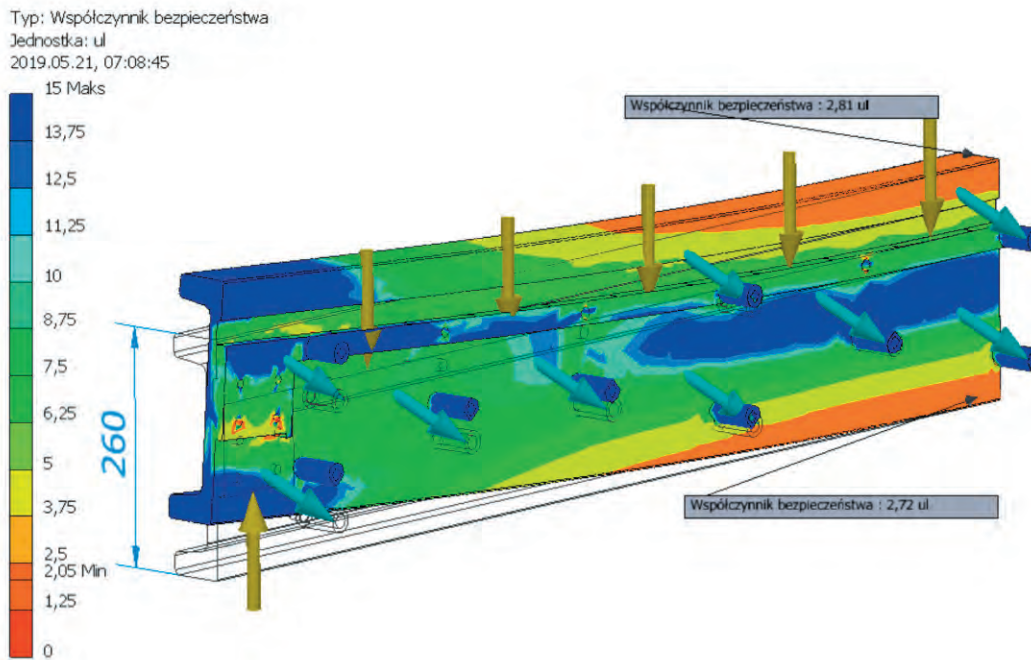
Na rysunku 13 przedstawiono rozkład przemieszczeń w dźwigarze. Maksymalne ugięcie wzrosło do niespełna 13,6 mm i mieści się w bezpiecznym przedziale dla zastosowanego siłownika.

Wyniki obliczeń wytrzymałościowych, jak również maksymalne ugięcia są poprawne i mieszczą się, z odpowiednim współczynnikiem bezpieczeństwa, w przyjętych założeniach. Zastosowanie do obliczeń metody elementów skończonych pozwoliło na optymalizację konstrukcji bez obawy o jej wieloletnią niezawodność.

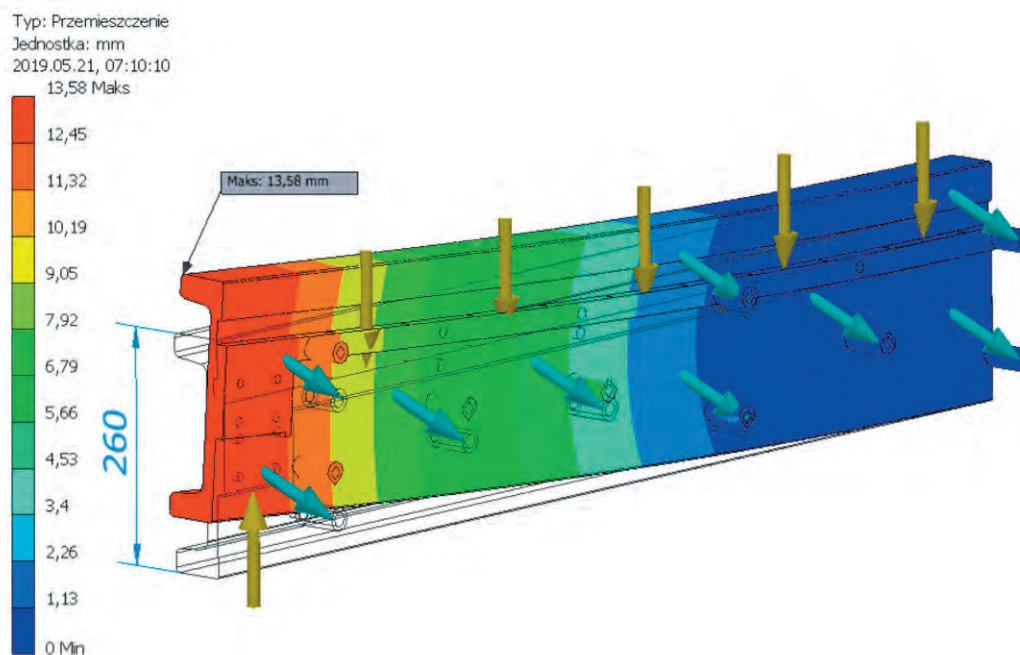
Zaproponowane zmiany zaowocowały zmniejszeniem ciężaru dźwigara o prawie 9 kg i obecnie waży on, bez siłowników, ok. 90 kg. Jednocześnie zmniejszyła się jego wysokość o 40 mm, co wiąże się z mniejszym zapotrzebowaniem hutniczych belek aluminiowych, ograniczeniem kosztów i w tym też prac montażowych.



Rys. 11. Naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa  
Fig. 11. Reduced stress according to the Huber-Mises hypothesis



Rys. 12. Współczynnik bezpieczeństwa  
 Fig. 12. Safety factor



Rys. 13. Przemieszczenia  
 Fig. 13. Displacements

## Podsumowanie

1. Wyniki testów zaproponowanego rozwiązania konstrukcyjnego dźwigarów jednoznacznie potwierdziły założenia projektowe i umożliwiają wdrożenie i zastosowanie ich w eksploatacji, a także stwarzają możliwości komercjalizacji projektu badawczego.

2. Nowe rozwiązanie charakteryzuje się mniejszym kosztem wytworzenia i ułatwionym montażem.

3. Analiza uzyskanych w badaniach wyników wytrzymałościowych uzasadnia dalsze rozważenie możliwości optymalizacji konstrukcji dźwigarów w kierunku pełnego wykorzystania parametrów struktury materiału.

**Literatura**

- [1] Bednarczyk J. *Taśma przenośnikowa a ekonomika transportu taśmowego w górnictwie odkrywkowym* Górnictwo Odkrywkowe nr 5, 1995
- [2] Hawrylak h., Jarząbek m., Sieczyński a., Sobolski r. *Maszyny i prace pomocnicze w górnictwie odkrywkowym* Wyd. Śląsk, 1975
- [3] Korzeń z., Pagacz e. *Logistyczny system dostaw, wymiany, regeneracji i recyklingu taśm przenośnikowych w polskim górnictwie węgla brunatnego* Materiały II Konferencji Logistycznej Polsko-Niemieckiej Wyd. Instytut Logistyki i Magazynowania, 1997
- [4] Żur t., Hardygóra m. *Przenośniki taśmowe w górnictwie* Wyd. Śląsk, 1996
- [5] Pagacz E., Lewandowicz P., Oprac. niepubl. *Badania doświadczalnego ścisku płytowego do naprawy taśm przenośnikowych w zastosowaniu z wyłącznikiem momentu*, 2012
- [6] Onichimiuk M., Wojtowicz M., Oprac. niepubl. *Pomiary tensometryczne dźwigarów aluminiowych z profili wyciskanych*, 2019
- [7] Pagacz E., Lewandowicz P., Oprac. niepubl. *Modelowanie dźwigarów aluminiowych z profili wyciskanych ze stpu 7075 dla prsy wulkanizacyjnej na szerokość taśmy b=2000mm*, 2019
- [8] pagacz e., Oprac. niepubl. *Opracowanie innowacyjne płyt wulkanizacyjnych*, 2017

