

Monografia

**ZAGANIENIA MECHANIKI PĘKANIA
I SKRAWANIA MATERIAŁÓW**

Pod redakcją

Józefa Jonaka

Lublin, 2010

Opiniodawcy:

Prof. dr hab. inż. Józef Jonak

Prof. dr hab. inż. Krzysztof Krauze

Dr hab. inż. Janusz Reś, prof. AGH

Autorzy:

Agnieszka SKOCZYLAS, Politechnika Lubelska (rozdz. 5)

Aleksander NIEOCZYM Politechnika Lubelska (rozdz. 7)

Aleksander ROBAK, Politechnika Lubelska (rozdz. 1)

Ewa BŁAZIK-BOROWA, Politechnika Lubelska (rozdz. 1, 2)

Ireneusz ZAGÓRSKI, Politechnika Lubelska (rozdz. 4)

Józef KUCZMASZEWSKI, Politechnika Lubelska (rozdz. 4)

Kazimierz DROZD, Politechnika Lubelska (rozdz. 6)

Kazimierz ZALESKI, Politechnika Lubelska (rozdz. 4, 5)

Krzysztof KOTWICA, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie (rozdz. 9)

Krzysztof KRAUZE, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie (rozdz. 10, 11)

Leszek GARDYŃSKI, Politechnika Lubelska (rozdz. 7)

Łukasz BOŁOZ, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie (rozdz. 10)

Marek KALITA, Instytut Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach (rozdz. 8)

Marta SŁOWIK, Politechnika Lubelska (rozdz. 3)

Michał PIEŃKO, Politechnika Lubelska (rozdz. 2)

Piotr GOSPODARCZYK, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie (rozdz. 9)

Tomasz WYDRO, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie (rozdz. 11)

© Copyright by
Lubelskie Towarzystwo Naukowe
Lublin 2010

ISBN 978-83-62025-07-7

Druk: Wydawnictwo-Drukarnia Liber Duo s.c.
ul. Długa 5
20-346 Lublin
liberduo@o2.pl

Wydanie publikacji dofinansowane ze środków Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego

Wstęp

W monografii przedstawiono wybrane aspekty mechaniki pękania i skrawania materiałów w kontekście realizowanych procesów technologicznych.

Przeanalizowano między innymi zagadnienia propagacji pęknięć zmęczeniowych w stalowych elementach konstrukcyjnych, w kontekście składu chemicznego i sposobu obróbki, rozpatrzono zjawisko pękania belek betonowych zbrojonych podłużnie. Omówiono wybrane aspekty kształtowania się struktury powierzchni oraz wskaźników skrawalności podczas skrawania magnezu oraz stali dla różnych procesów obróbki ubytkowej.

Zwrócono uwagę, na czynniki sprzyjające powstawaniu uszkodzeń konstrukcji wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej. W oparciu o analizy kinematyczne procesu urabiania, zaproponowano nową konstrukcję głowic urabiających wyposażonych w narzędzia dyskowe. Zaproponowano model obciążenia organu frezującego dla kombajnu nowej generacji, przeznaczonego do niskich pokładów, przeanalizowano proces ładowania urobku organami ślimakowymi.

Prof. Józef Jonak

Spis treści

I. NIELINIOWA ANALIZA STATYCZNA PRACY PŁYT POMOSTOWYCH W RUSZTOWANIACH BUDOWLANÝCH	7
II. ANALIZA NOŚNOŚCI WYBRANEGO WĘZŁA W RUSZTOWANIU BUDOWLANYM Z UWZGLĘDNIENIEM NIELINIOWOŚCI MATERIAŁU .	21
III. ANALIZA PROCESU PĘKANIA W STREFACH PRZYPÓDPOROWYCH BELEK BETONOWYCH ZBROJONYCH PODŁUŻNIE.....	35
IV. BADANIA WPŁYWU TECHNOLOGICZNYCH PARAMETRÓW OBRÓBK I TOCZENIEM STOPÓW MAGNEZU, NA SIŁY SKRAWANIA ORAZ CHROPOWATOŚĆ POWIERZCHNI OBROBIONEJ	47
V. BADANIA PORÓWNAWCZE WYBRANYCH WSKAŹNIKÓW SKRAWALNOŚCI STALI PO OBRÓBCE WIĄZKĄ LASEROWĄ ORAZ FREZOWANIEM	58
VI. PĘKANIE PRÓBEK ZE STALI 50CR3 W WARUNKACH OBCIĄŻEŃ ZMĘCZENIOWYCH ORAZ DYNAMICZNYCH	70
VII. PROPAGACJA PĘKNIĘĆ ZMĘCZENIOWYCH	90
VIII. PRZYCZYNY POWSTAWANIA USZKODZEŃ W KONSTRUKCJI WYSIĘGNIKA TELESKOPOWEGO ŁADOWARKI GÓRNICZEJ.....	102
IX. NOWE ROZWIĄZANIE GŁOWICY Z NARZĘDZIAMI DYSKOWYMI O ZŁOŻONEJ TRAJEKTORII RUCHU DLA RAMIONOWYCH KOMBAJNÓW CHODNIKOWYCH	108
X. MODELOWANIE OBCIĄŻENIA ORGANU FREZUJĄCEGO KOMBAJNU JEDNOORGANOWEGO.	123
XI. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ PROCESU ŁADOWANIA FREZUJĄCYMI ORGANAMI ŚLIMAKOWYMI.....	140

I. NIELINIOWA ANALIZA STATYCZNA PRACY PŁYT POMOSTOWYCH W RUSZTOWANIACH BUDOWLANYCH

Aleksander ROBAK, Ewa BŁAZIK-BOROWA

Katedra Mechaniki Budowli, Wydział Budownictwa i Architektury, Politechnika Lubelska

W pracy przedstawiono sposób modelowania numerycznego oraz komputerową analizę statyczną pomostów umieszczanych na rusztowaniach. Głównym problemem poruszonym w opracowaniu było określenie kryteriów nośności elementu konstrukcyjnego jakim jest płyta pomostowa w oparciu o wyniki uzyskane z liniowej i nieliniowej analizy komputerowej w odniesieniu do obowiązujących norm. Analiza nieliniowa konstrukcji pomostu pozwoliła na uniknięcie zaniżenia nośności płyt z powodu osłabienia numerycznych jakie występują w analizie liniowej.

1. WSTĘP

Rusztowania są elementem obecnym w niemal każdym procesie technologicznym, związanym ze wznoszeniem lub konserwacją obiektów budowlanych. Podczas analizy dostępnych materiałów na temat projektowania i obciążeń rusztowań stwierdzono, że tematyka z tym związana jest pobieżnie traktowana przez obowiązujące normy jak i katalogi producentów, a także nie są dostępne żadne publikacje poruszające zagadnienia wytrzymałości i stateczności tych tymczasowych konstrukcji, natomiast praca płyt pomostowych bardzo często jest pomijana.

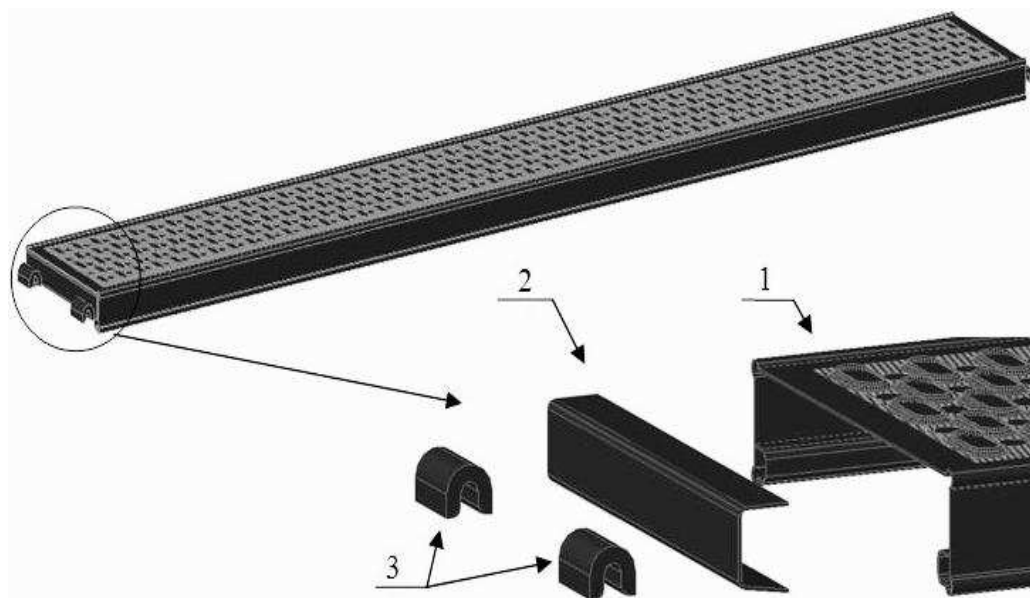
Płyty pomostowe umieszczane na rusztowaniach są elementami pracującymi jednokierunkowo. Każdy element nośny jest oparty na poziomych ryglach za pomocą specjalnie wykształconych zaczepów, które zapewniają przegubowe połączenie tych elementów z rusztowaniem. Pomosty są elementami bezpośrednio przenoszącymi wszystkie obciążenia użytkowe, przekazując je na inne elementy konstrukcyjne rusztowania. Dodatkowo pomosty zwiększają sztywność rusztowania w płaszczyznach poziomych.

W prezentowanym artykule przedstawiono sposoby modelowania oraz komputerową analizę statyczną stalowych, systemowych płyt pomostowych. Przedstawioną analizę oparto na wynikach szeregu własnych obliczeń

numerycznych wykonanych w programie Autodesk Algor Simulation 2010 opartym na Metodzie Elementów Skończonych.

2. RODZAJE ANALIZOWANYCH PŁYT I ICH GEOMETRIA

Przedmiotem rozważań są jedne z bardziej rozpowszechnionych na rynku pomostów stalowe pomosty firmy ALTRAD MOSTOSTAL. Analizę przeprowadzono na płytach o szerokości 320 mm oraz długościach: 1572mm, 2072mm, 2572mm i 3072mm. Niezależnie od wymiarów płyta pomostowa wykonana jest z trzech części, połączonych ze sobą za pomocą spawów. Środkowym największym elementem płyty pomostowej, oznaczonym numerem 1 na Rys. 1, jest specjalnie wyprofilowana blacha grubości 1,5mm. Przekrój poprzeczny tego elementu pokazano na Rys 2. W górnej części blacha ta jest poddana perforacji, co dodatkowo zwiększa jej sztywność. Po obu stronach płyta pomostowa jest zakończona blachą grubości 1,5 mm uformowaną w kształcie ceownika. Element ten jest oznaczony numerem 2 na Rys. 1. Na obu końcach płyta pomostowa jest zakończona parą zaczepów, oznaczonych na Rys. 1, numerem 3. Zaczepy te wykonane są z blachy o grubości 4 mm i służą do zaczepienia płyty pomostowej na poziomym ryglu.



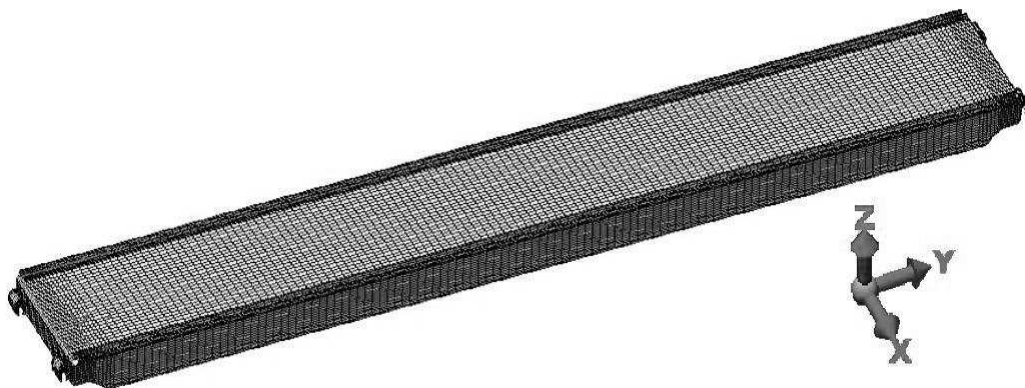
Rys. 1. Pomost stalowy firmy ALTRAD MOSTOSTAL



Rys. 2. Przekrój poprzeczny pomostu stalowego firmy ALTRAD MOSTOSTAL

3. MODELOWANIE NUMERYCZNE

Poddane analizie numerycznej płyty pomostowej (Rys.3) modelowano trzy i czterowęzłowymi elementami powłokowymi (element shell biblioteki programu Algor [1]). Wyjątek stanowią zaczepy, które po przeprowadzeniu kilku eksperymentów numerycznych modelowano za pomocą ośmiowęzłowych elementów przestrzennych (elementy brick biblioteki programu Algor [1]).



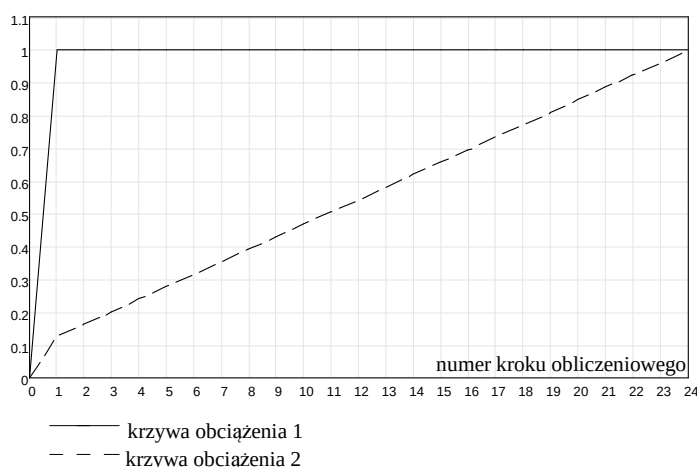
Rys. 3. Model numeryczny płyty pomostowej

Siatki modeli numerycznych pomostów tworzone były ręcznie, ponieważ na elementach o znacznej długości i przekroju z dużą liczbą zmiennych krzywizn, opisanych małymi promieniami, podczas prób generowania siatki program tworzył bardzo dużą liczbę elementów, co ze względu na możliwości obliczeniowe komputera PC, jak również ograniczenia obliczeniowe użytego programu, było nie do zaakceptowania w sytuacji, w której wykonywanych było wiele próbnych

obliczeń. Ponadto modelowanie sterowane ręcznie dawało możliwość tworzenia siatek o oczkach z wydłużonymi bokami w jednym kierunku, co dodatkowo dawało możliwość ograniczenia liczby elementów w całym modelu.

3.1. Obciążenie modelu

Model płyty pomostowej poddany jest działaniu obciążenia użytkowego, zrealizowanego za pomocą sił rozłożonych na odcinku jednego metra w środku rozpiętości płyty po obu jej stronach. Obciążenie to przykładane jest w 24 krokach, a historia obciążenia pokazana jest na rys. 4 (krzywa obciążenia 2). W elementach uwzględniono również ciężar własny zrealizowany jako obciążenie własne elementów. Historię tego obciążenia przedstawia krzywa obciążenia 1 (rys. 4).

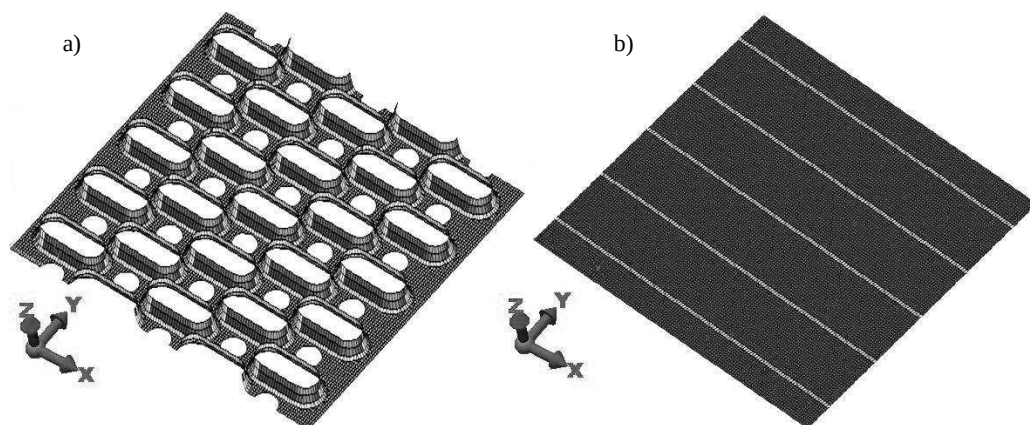


Rys. 4. Krzywe obciążenia

3.2. Model płyty pomostowej

Budowę modelu stalowej płyty pomostowej zaczęto od wyznaczenia charakterystyk materiałowych blachy perforowanej w modelu zastępczym. Pierwszym etapem budowy modelu zastępczego było stworzenie dokładnego modelu wycinka blachy perforowanej (rys.5). W celu wyznaczenia charakterystyk materiału zastępczego, modele ze sztywnym zamocowaniem jednej krawędzi obciążono siłami, równomiernie rozłożonymi na przeciwległej krawędzi modelu. Przyjęto dwa przypadki obciążeń, przedstawiające pracę blachy w dwóch kierunkach.

Kolejnym krokiem było poprawienie właściwości materiałów przekroju zastępczego. W tym celu porównywano przemieszczenia otrzymane z jednakowo obciążonego modelu dokładnego i uproszczonego. W kolejnych krokach obliczeń korygowano wartości właściwości materiału modelu zastępczego w celu osiągnięcia jak najmniejszej różnicy przemieszczeń. Pozwoliło to na uzyskanie właściwości materiału w modelu zastępczym szukanych dla pierwszego przypadku obciążenia. Z analizy wyników obliczeń oraz wizualnej oceny kształtu perforacji, wynika że płyty nie można traktować jako izotropowej. Dlatego w celu wyrównania przemieszczeń jednocześnie dla obu przypadków obciążenia do modelu płytowego dodano elementy prętowe, które zwiększają sztywność modelu w kierunku prostopadłym do długości płyty pomostowej. Właściwości materiału elementów prętowych także zostały ustalone metodą iteracyjną. Blachę zamodelowaną w ten sposób można włączyć do budowy modelu numerycznego płyty pomostowej, na którym przeprowadzane będą obliczenia zarówno liniowe jak i nieliniowe, ponieważ naprężenia uzyskane z obu analiz w tej części płyty pomostowej przy założonym zakresie wartości obciążenia nie osiągają granicy plastyczności.



Rys. 5. Model numeryczny wycinka blachy perforowanej:
a) model dokładny, b) model zastępczy

Połączenia pomiędzy poszczególnymi elementami, tzn.: blachą pomostu, blachą na czole płyty i zaczepami, zamodelowane są poprzez ustalenie wspólnych węzłów w modelach tych elementów.

W eksperymencie numerycznym ustalono dwa sposoby modelowania stali. W pierwszym przypadku stal modelowano za pomocą materiału idealnie sprężystego, w drugim natomiast przyjęto materiał sprężysto-plastyczny z liniowym wzmocnieniem ustalonym na podstawie normy [2]. Warunek

plastyczności określany był na podstawie hipotezy wyężeniowej Hubera-Misesa Hencky’ego [4]. Moduł sprężystości Younga przyjęto jako równy 200 Gpa a moduł wzmocnienia przyjęto jako stukrotnie mniejszy. Ponadto w obliczeniach przyjęto współczynnik Poissona równy $\nu=0,3$ a granicę plastyczności ustalono na poziomie 325 MPa. Obliczenia wykonano przy założeniu małych przemieszczeń. Informacje o liczbie węzłów i elementów tworzących model poszczególnych elementów zamieszczono w tablicy I.

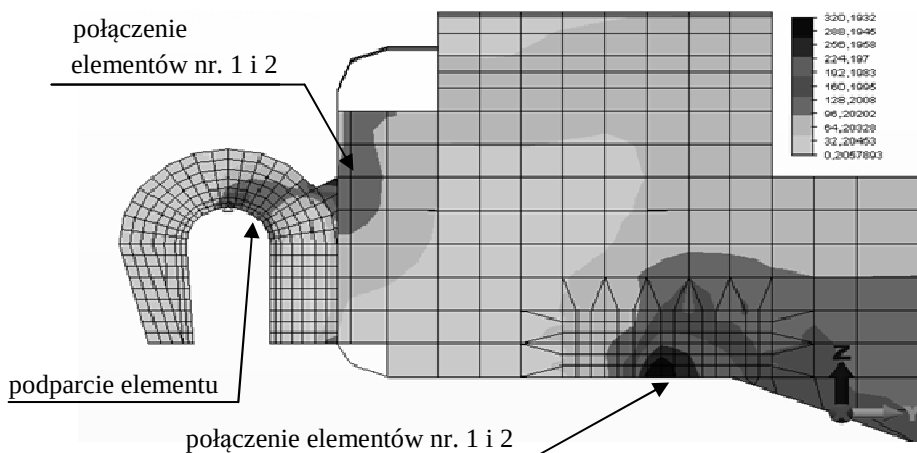
TABLICA I. Wymiary boków siatki oraz liczba elementów i węzłów

Wymiary płyty pomostowej [mm]	Numer elementu	Liczba elementów MES	Liczba węzłów MES
3072x320	1	18736	19334
	2	3846	3704
	3	16504	22600
2572x320	1	15976	16502
	2	3846	3704
	3	16504	22600
2072x320	1	13216	13670
	2	3846	3704
	3	16504	22600
1572x320	1	10456	10838
	2	3846	3704
	3	16504	22600

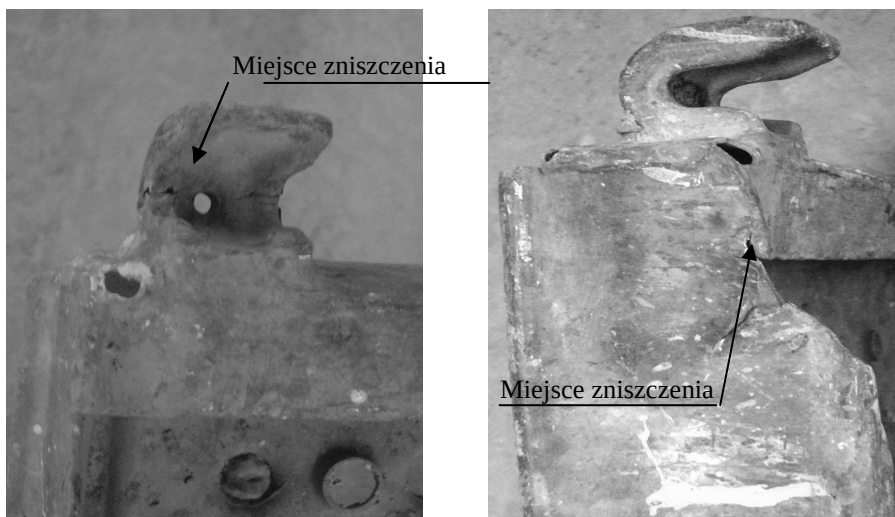
4. ANALIZA WYNIKÓW

Zgodnie z przypuszczeniami po przeprowadzeniu analiz wykazano, że miejscami najbardziej wyężonymi podczas pracy płyty pomostowej są miejsca połączeń poszczególnych elementów a także miejsce podparcia płyty (Rys. 6). Znajduje to odzwierciedlenie w rzeczywistości, ponieważ podczas oględzin uszkodzonych elementów (Rys. 7), które zostały wycofane z użytku, zaobserwowano znaczne odkształcenia i deformacje a nawet pęknięcia materiału dokładnie w tych samych miejscach, w których wystąpiła koncentracja naprężeń, pokazanych na modelu komputerowym. Do analizy wyników wzięto jeszcze pod uwagę naprężenia w środku rozpiętości płyty pomostowej, jednak przebieg naprężeń w tej strefie ma bardzo łagodny charakter a wartości maksymalne są znacznie mniejsze niż w wyżej wspomnianych miejscach. Podczas analizy porównywano cztery długości płyt pomostowych, w stosunku do wszystkich

zastosowano ten sam model obciążenia a także zakres wartości przykładanego obciążenia dla wszystkich przypadków był identyczny.



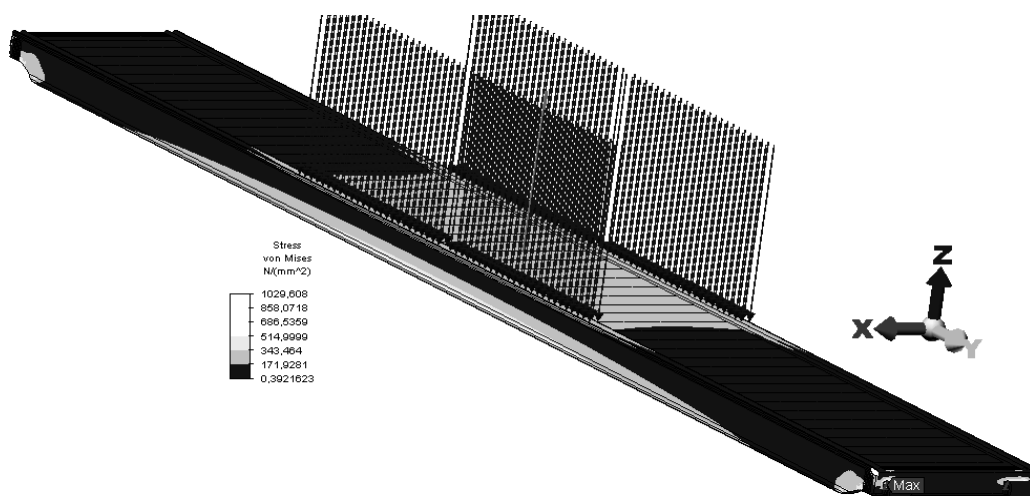
Rys. 6. Miejsca koncentracji naprężeń w modelu numerycznym. Rozkład naprężeń wg hipotezy Hubera-Misesa



Rys. 7. Miejsca uszkodzeń w pomostach wywołane koncentracją naprężeń

4.1. Analiza rozkładu naprężeń

Na rysunku 8 przedstawiono bitmapę naprężeń zredukowanych Hubera-Misesa Hencky'ego w odniesieniu do ostatniego kroku obliczeniowego a na rysunku 9 przedstawiono przebieg naprężeń w zależności od przyłożonego obciążenia z wybranych węzłów, zlokalizowanych we wcześniej wyróżnionych miejscach koncentracji naprężeń dla płyty o długości 3072mm. Na wykresie znajdują się zarówno wyniki z analizy liniowej i nieliniowej.

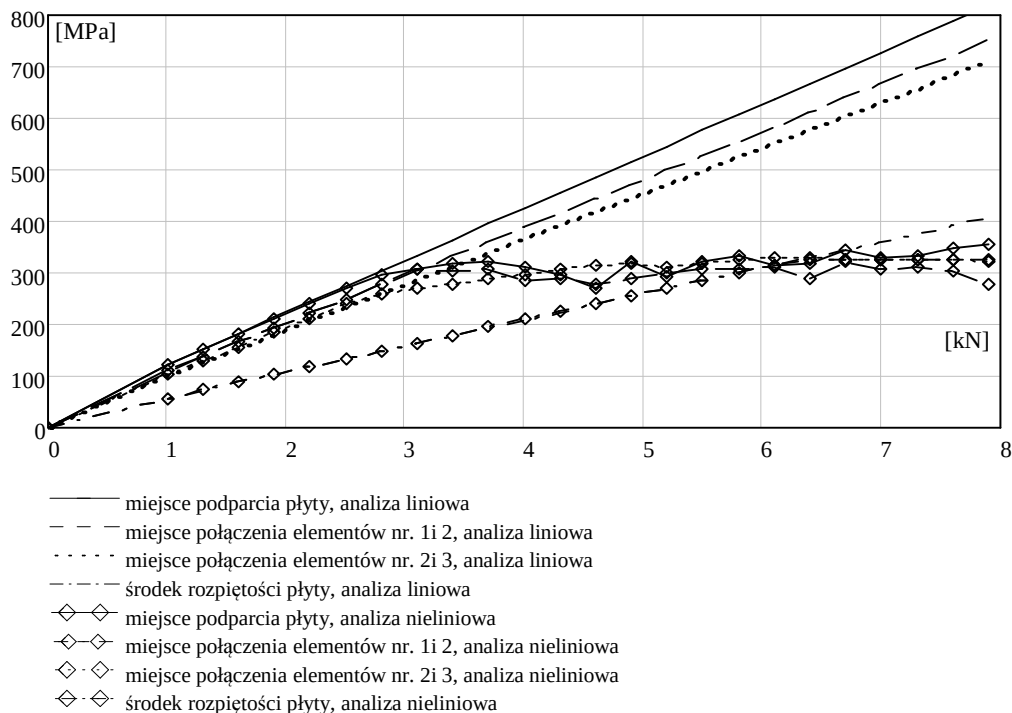


Rys. 8. Naprężenia zredukowane wg hipotezy Hubera-Misesa w płycie o długości 3072mm

Z analizy obliczeń wynika, że ekstremalne naprężenia uzyskujemy na zaczepach a konkretnie w miejscu oparcia zaczepów płyty pomostowej na ryglach rusztowania. W tym miejscu naprężenia najszybciej osiągają granicę plastyczności w przypadku analizy liniowej. Oczywiście w początkowej fazie obciążenia wykresy z obu analiz pokrywają się i dopiero po osiągnięciu granicy plastyczności w analizie nieliniowej obserwujemy odchylenie się wykresu, dotyczącego tych obliczeń. Także i w tym przypadku największy wzrost naprężeń obserwujemy w miejscu podparcia płyty, dlatego też stan naprężeń właśnie w tym elemencie decyduje o nośności płyty pomostowej.

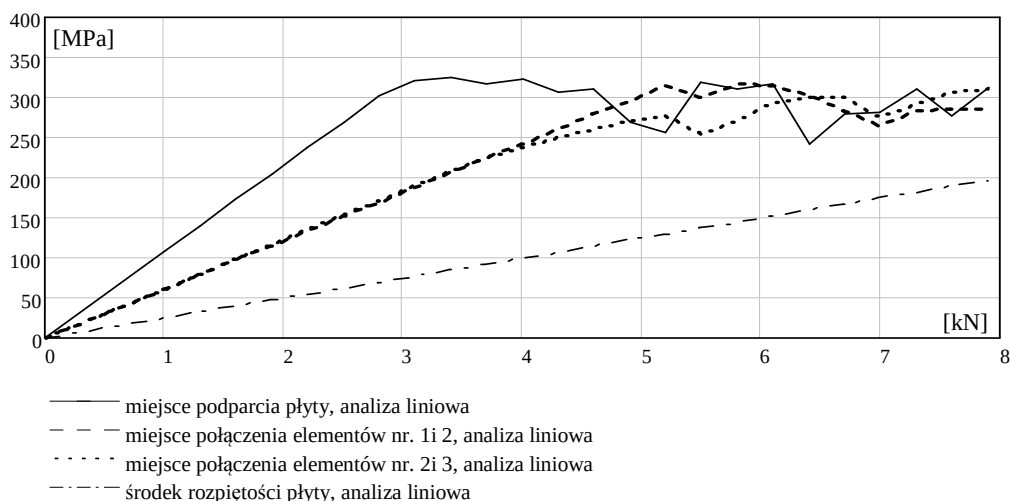
W niektórych przypadkach na wykresie możemy zaobserwować, że w analizie nieliniowej wyjście spoza zakresu pracy sprężystej materiału następuje przed osiągnięciem granicy plastyczności. Jest to efektem tego, że na wykresie pokazane są uśrednione wartości naprężeń z elementów, zawierających dany węzeł, a określenie naprężeń zredukowanych, na podstawie których określany jest

warunek uplastycznienia, wykonywane jest na podstawie naprężeń w poszczególnych elementach.



Rys. 9. Wykres naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa wybranych węzłów płyty o długości 3072mm

W krótszych płytach różnica pomiędzy uzyskiwanymi maksymalnymi naprężeniami w płycie czyli w miejscu podparcia a naprężeniami w innych wymienionych wyżej miejscach koncentracji stopniowo się zwiększa wraz ze wzrostem obciążenia. Na rys. 10 pokazano przebieg naprężeń z analizy nieliniowej najkrótszej rozpatrywanej płyty. Jak widać naprężenia w płycie o długości 1572mm w miejscu oparcia osiągają granicę plastyczności przy bardzo podobnej wartości przyłożonego obciążenia jak w przypadku płyty najdłuższej czyli o długości 3072mm. W pozostałych wyróżnionych miejscach, z wyjątkiem środka rozpiętości płyty, wartość siły, przy której następuje osiągnięcie granicy plastyczności, wzrasta wraz ze zmniejszaniem się długości płyty.

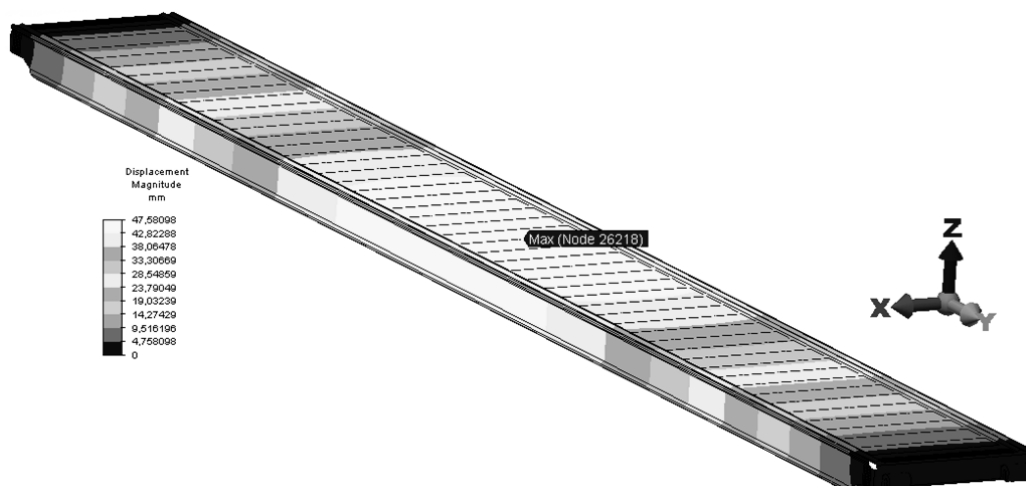


Rys. 10. Wykres naprężeń wg hipotezy Hubera-Misesa w wybranych węzłach płyty o długości 1572mm, uzyskany w obliczeniach nieliniowych

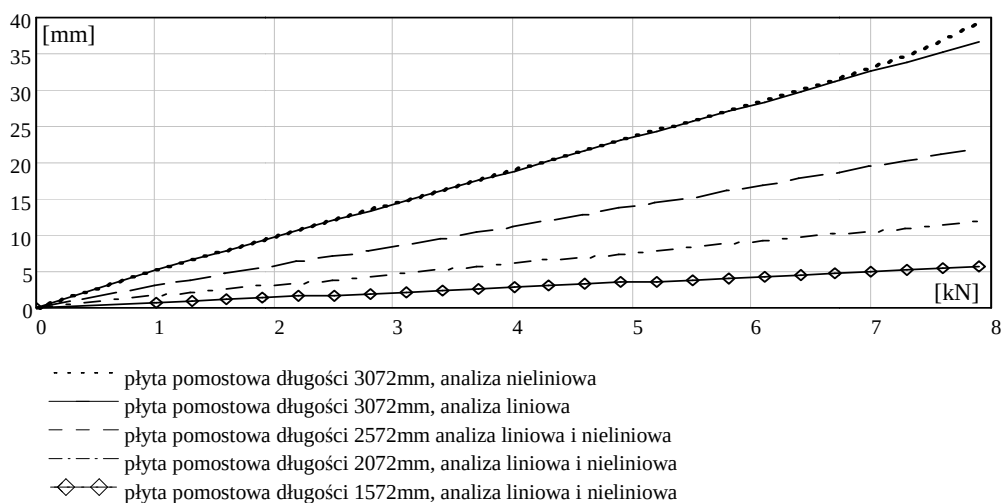
Naprężenia w środku rozpiętości płyty w większości obliczeń nie przekraczają granicy plastyczności, ale także maleją wraz ze zmniejszaniem się długości płyty. Powodem takiego stanu jest zmniejszanie się z jednej strony rozpiętości płyty a z drugiej zmiana charakteru pracy statycznej płyty pomostowej ze zbliżonego do elementu prętowego, dla długich płyt, do pracy zbliżonej do pracy elementu powłokowego, dla krótkich płyt pomostowych.

4.2. Analiza przemieszczeń i odkształceń

Charakter statycznej pracy płyty pomostowej zbliżony jest do schematu belki wolno podpartej, dlatego największe wartości przemieszczeń uzyskano w środku jej rozpiętości. Na rysunku 11 przedstawiono bitmapę przemieszczeń wywołanych siłą 8kN a na rysunku 12 pokazano zależność przemieszczeń od wartości przyłożonego obciążenia. W przypadku płyty pomostowej o długości 3072mm podczas analizy nieliniowej w środku rozpiętości uzyskano wartości naprężeń przekraczające granicę plastyczności, co skutkuje odchyleniem się wykresu przemieszczeń otrzymanych z tej analizy od liniowej zależności przemieszczeń z analizy liniowej. W pozostałych przypadkach wykresy przemieszczeń z obu analiz w pełni się pokrywają dla rozpatrywanego zakresu obciążeń. Jednak biorąc pod uwagę zastosowanie zastępczego modelu płyty perforowanej należy pamiętać, że wyniki obliczeń po teoretycznym osiągnięciu granicy plastyczności mogą być obarczone znacznym błędem.



Rys.11. Mapa przemieszczeń węzłów płyty o długości 3072mm przy sile 8kN

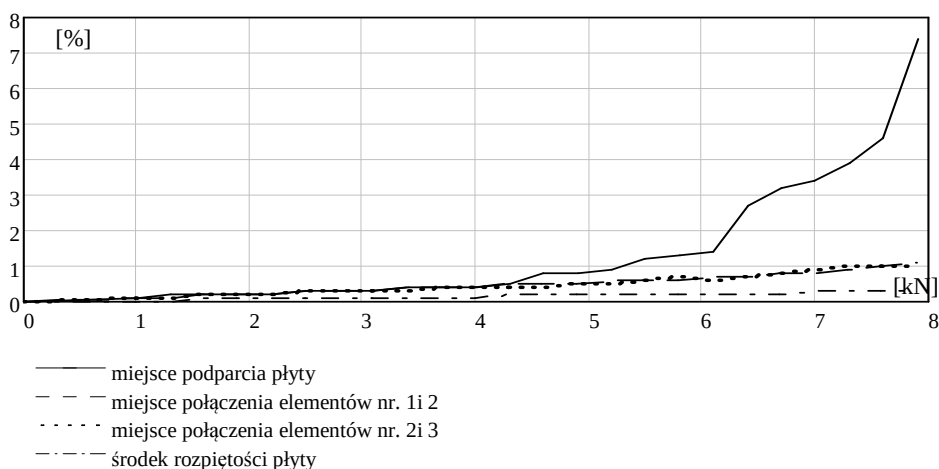


Rys.12. Wykres przemieszczeń w środku rozpiętości płyt

4.3. Kryteria nośności

Zgodnie z normą [2] naprężenia powstałe w konstrukcji nie mogą przekroczyć wartości granicy plastyczności. Jednak określanie nośności w ten sposób często jest bardzo zachowawcze, ponieważ lokalne pojawienie się niewielkich pęknięć czy też uplastycznienie materiału na niewielkim obszarze nie

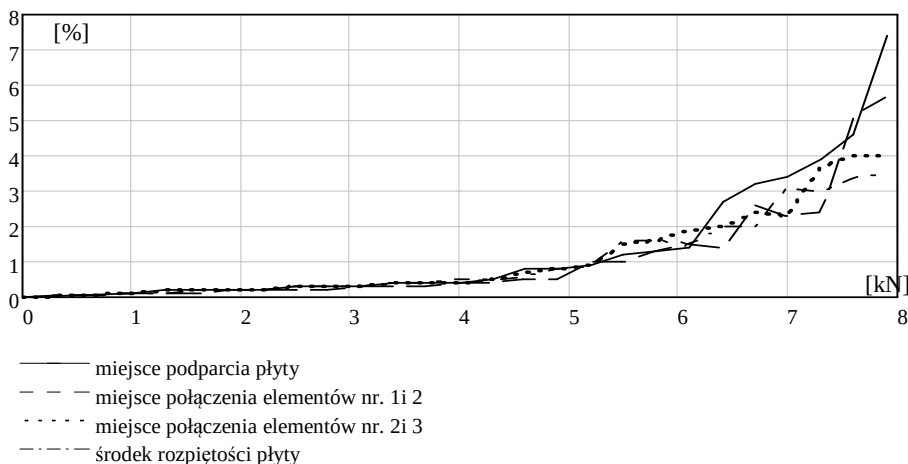
musi oznaczać utraty nośności elementu. W celu uwzględnienia możliwości pracy w stanie plastycznym nieznacznej części konstrukcji przyjęto na podstawie normy [3], że o utracie nośności elementu decyduje przekroczenie dopuszczalnych odkształceń, które we wspomnianej normie ustalone są na poziomie 5%. Na rysunku 13 pokazano wykres zależności pomiędzy wartością przyłożonego obciążenia a odkształceniami elementów, odczytanymi z tych samych węzłów, w których wystąpiła koncentracja naprężeń dla płyty pomostowej o długości 3072mm. Największe wartości odkształceń wystąpiły w miejscu oparcia płyty pomostowej i tylko w odniesieniu do najdłuższej płyty przekroczyły dopuszczalną wartość.



Rys.13. Wykres odkształceń wybranych węzłów płyty o długości 3072mm

Podobnie jak w płycie długości 3072mm w pozostałych elementach maksymalne wartości odkształceń uzyskano na zaczepie w miejscu podparcia płyty pomostowej. Na rysunku 14 przedstawiono przebieg odkształceń w zaczepach wszystkich rozpatrywanych płyt pomostowych.

Jak widać nośność elementu ustalona na podstawie dopuszczalnych odkształceń na poziomie 5% jest znacznie większa, a w przypadku płyty o długości 3072mm i 2572mm jest przeszło dwukrotnie większa, niż określona na podstawie naprężeń dopuszczalnych równych granicy plastyczności. W odniesieniu do krótszych płyt pomostowych w rozpatrywanym zakresie wartości obciążeń, odkształcenia nie osiągają poziomu dopuszczalnego według normy [3].



Rys.14. Wykres maksymalnych odkształceń w płytach

5. PODSUMOWANIE

Przeprowadzona za pomocą MES analiza nieliniowa jest bardzo użytecznym narzędziem przy ustalaniu nośności elementów jakimi są stalowe płyty pomostowe umieszczane na rusztowaniach. Zgodnie z przewidywaniami nieliniowa analiza MES wykazała, że koncentracje naprężeń uzyskane z analizy liniowej mają bardzo mały zasięg i są wynikiem osłabienia numerycznych czyli nie opisują faktycznego stanu pracy konstrukcji. Oznacza to, że analiza nośności tylko na podstawie analizy liniowej przy nieprawidłowej interpretacji wyników obliczeń może doprowadzić do zaniżenia nośności pomostów.

Należy podkreślić, że zakres wartości obciążenia przyjęty do analizy znacznie przekracza dopuszczalne obciążenie użytkowe podawane przez producenta [5] i [6], a w przypadku krótszych pomostów w ogóle nie zostało przekroczone przyjęte kryterium nośności.

6. LITERATURA

- [1] Instrukcja obsługi programu Autodesk Algor Simulation 2011, Autodesk Inc., marzec 2010.
- [2] PN-EN 1993-1-3 Projektowanie konstrukcji stalowych, Część 1-3: Reguły ogólne, Warszawa 2008.
- [3] PN-EN 1993-1-5 Projektowanie konstrukcji stalowych, Blachownice, Warszawa 2008.

- [4] Bąk R. Burczyński T. Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego. WNT, Warszawa 2001.
- [5] Katalog Rusztowania modułowe Rotax, Altrad Mostostal, 11/2007
- [6] Katalog Rusztowania ramowe Rotax, Altrad Mostostal, 11/2007

THE NONLINEAR STATIC ANALYSIS OF SCAFFOLDING BOARDS

In the paper the method of the numerical modeling and the computer static analysis of scaffolding boards are presented. The main issue which is analyzed in the study is the determination of strength criteria for the scaffolding board in relation to current standards. The research were performed on the basis of the results obtained from the linear and nonlinear computer analyses. The application of the nonlinear static analysis allows to avoid underrating the value of the board strength which can be obtained from the linear analysis.

II. ANALIZA NOŚNOŚCI WYBRANEGO WĘZŁA W RUSZTOWANIU BUDOWLANYM Z UWZGLĘDNIENIEM NIELINIOWOŚCI MATERIAŁU

Michał PIEŃKO, Ewa BŁAZIK-BOROWA

Katedra Mechaniki Budowli, Wydział Budownictwa i Architektury, Politechnika Lubelska

W pracy przedstawiono numeryczną analizę wybranego węzła rusztowania budowlanego. Przeprowadzono dwa rodzaje analiz: analizę nieliniową uwzględniającą nieliniowość materiału oraz analizę liniową. Na podstawie rozkładu naprężeń w węźle określono dopuszczalne obciążenia pojedynczych elementów rusztowania takich jak rygiel i stężenie oraz określono wzajemny wpływ obciążeń z tych elementów na rozkład naprężeń w węźle, łączącym dwa elementy. W wyniku analiz numerycznych, wykraczających poza zakres liniowo-sprężysty, otrzymano dopuszczalne nośności w granicach sił podawanych przez producentów rusztowań.

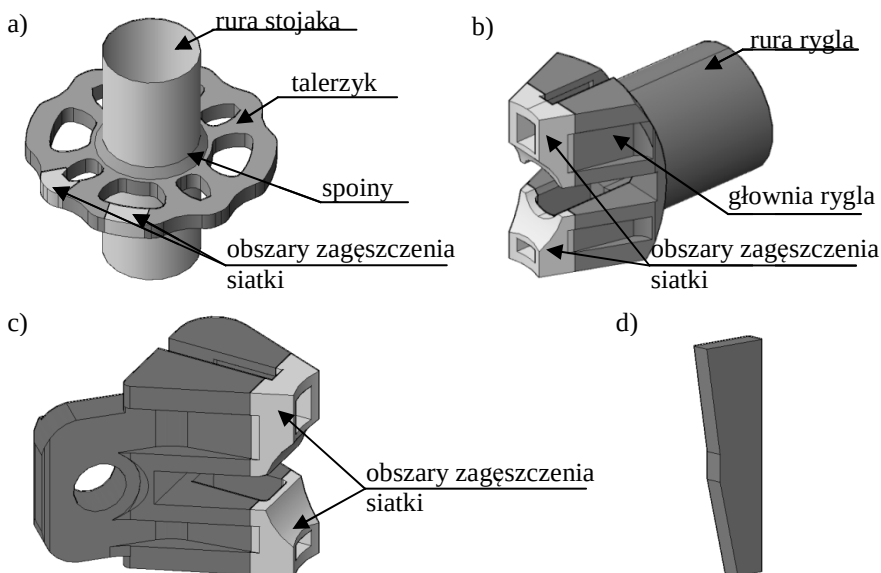
1. WSTĘP

Nowoczesne konstrukcje budowlane o coraz większych rozpiętościach i skomplikowanej budowie wymagają użycia rozbudowanych konstrukcji rusztowań, umożliwiających ich wznoszenie i konserwację. Przedmiot analizy stanowi niewralgiczny element rusztowania jakim jest węzeł. W węźle, za pośrednictwem specjalnie ukształtowanych powierzchni, dochodzi do przekazania obciążeń na poszczególne elementy rusztowania. Wśród systemów rusztowań najbardziej rozpowszechnionym węzłem jest węzeł, w którego skład wchodzi talerzyk oraz głównie rygli lub stężeń. Ponieważ talerzyki są przyspawane w równych, 50 cm odstępach, umożliwia to dostosowanie kształtu rusztowania do budowli. Połączenie poszczególnych elementów uzyskiwane jest za pomocą klina. Nośność węzła najczęściej określana jest na podstawie badań laboratoryjnych, wymagających specjalistycznych stanowisk.

Celem analizy było zamodelowanie węzła, który z jak największą dokładnością odwzorowywałby rzeczywisty charakter pracy węzła, co wymagało uwzględnienia nieliniowości materiału. W pracy dokonano również porównania wyników, otrzymanych różnymi metodami obliczeniowymi.

2. MODELOWANIE WĘZŁA

Analizę numeryczną węzła rusztowania budowlanego rozpoczęto od zebrania wszelkich niezbędnych wymiarów poszczególnych elementów węzła. W tym celu przestudiowano udostępnione rysunki techniczne elementów rusztowań, jak również dokonano skanowania elementów. Po rozpoznaniu wymiarów węzła przystąpiono do modelowania elementów w programie AutoCAD. Biorąc pod uwagę możliwości programu Autodesk Algor Simulation 2010, dokonano pewnych uproszczeń modeli bryłowych poszczególnych elementów. Ponieważ siatka elementów skończonych generowana jest automatycznie w programie przeprowadzającym analizę, pominięto małe krzywizny w obrębie, których wystąpiłoby niepotrzebne zagęszczenie elementów oraz wyodrębniono obszary, w których konieczne było zmniejszenie wymiarów siatki.



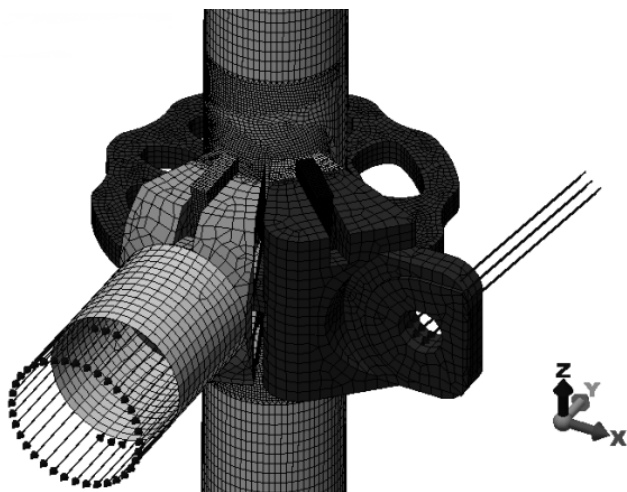
Rys. 1. Elementy węzła: a) stojak, b) rygiel, c) głownia stężenia, d) klin
(nie zachowano skali wymiarów rysunków)

W skład rozpatrywanego węzła wchodzi sześć podstawowych elementów: rura stojaka, talerzyk, klin, głownia rygla, głownia stężenia oraz rura rygla (Rys. 1). Spoiny, łączące talerzyk ze stojakiem, zamodelowano jako elementy bryłowe, natomiast z powodu małej grubości ścianki, rury zamodelowano jako elementy

powłokowe. Ponieważ spoiny, łączące rurę rygla z głównią, są spoinami czołowymi, nie modelowano ich jako oddzielny element.

2.1. Schematy statyczne oraz wymiary siatek

W zależności, od działającego układu sił, wyróżnione zostały poszczególne powierzchnie przekazujące obciążenie. Niemożliwe było przyjęcie jednego modelu dla każdego schematu obciążenia. Jeżeli mamy do czynienia z rozciąganiem rygla, siła działająca na rygiel powoduje „odciąganie” elementu od węzła. W przypadku takiego obciążenia najbardziej wyężonym elementem jest klin, za pośrednictwem którego siły z rygla przekazywane są na talerzyk a z talerzyka na rurę stojaka. Jeżeli na rygiel działa siła ściskająca, to klin nie bierze bezpośredniego udziału w przekazaniu siły a obciążenie z rygla jest przekazywane bezpośrednio na rurę stojaka. Siły wewnętrzne, występujące w ryglach, zostały zamodelowane jako układ sił skupionych przyłożonych bezpośrednio do węzłów rury rygla (Rys 2.).



Rys. 2. Obciążenia węzła

W obu przypadkach nie uwzględniano tarcia pomiędzy głównią rygla i talerzykiem. Obciążenia, występujące w stężeniu, przekazywane są na rurę stojaka zarówno za pośrednictwem klina i talerzyka, jak również bezpośrednio ze stężenia. Ponieważ pominięto modelowanie rury stężenia, siły wewnętrzne zostały zamodelowane w postaci sześciu sił skupionych, skierowanych pod kątem 61° . Przyjęty kąt wynikał z najczęściej występującego wymiaru pola, w którym występuje stężenie.

Niezależnie od przyłożonego obciążenia oraz rodzaju elementów wchodzących w skład węzła, zadano takie same warunki brzegowe, a mianowicie podpory pełne na obu krawędziach modelu rury stojaka. Odległość między podporami, wynosząca 1m, wynika z modułowego rozmieszczenia talerzyków na rurze stojaka.

Siatki modeli tworzone były automatycznie za pomocą generatora siatek programu Autodesk Algor Simulation 2010, w którym zadawano wymiar przestrzennego elementu skończonego. Poszczególne elementy, zgodnie z bibliotekami programu, dokonującego analizy, były modelowane jako elementy bryłowe (brick) oraz powłokowe (shell) [3]. Generator siatek stworzył bryłowe elementy ośmiowęzłowe, sześciowęzłowe oraz czterowęzłowe. Kształty tych elementów były uzależnione od miejsca występowania oraz styczności z elementem o innym wymiarze siatki. Wygenerowane siatki mają wspólne węzły na powierzchniach styku poszczególnych elementów, co skutkuje zagęszczeniem siatki. Podczas generowania siatki elementów skończonych wzięto pod uwagę możliwości obliczeniowe komputera PC, jak również ograniczenia obliczeniowe użytego programu. Wymiary boków siatki oraz liczbę węzłów i elementów zestawiono w Tab. I.

TABLICA I. Wymiary boków siatki oraz liczba elementów i węzłów

ELEMENTY WĘZŁA		Wymiary siatki [mm]	Liczba elementów	Liczba węzłów
Klin		1	8058	9702
Głownia rygla	ogólnie	4	16204	6306
	zagęszczona	1	19088	12328
Głownia stężenia	ogólnie	4	20430	8513
	zagęszczona	1	20385	13154
Talerzyk	ogólnie	2,25	26579	14509
	zagęszczony	1	5106	5240
Rura stojaka		4	15378	15053
Rura rygla		4	467	523

W celu wyeliminowania wzajemnego oddziaływania pomiędzy poszczególnymi elementami odsuwano węzły, znajdujące się na powierzchni głowicy rygla od węzłów na powierzchni rury stojaka. Wykorzystywano również moduł programu Algor, który umożliwiał wyeliminowanie wzajemnego oddziaływania pomiędzy elementami bryłowymi. Brak oddziaływania pomiędzy głowniami i talerzykiem, uzyskiwano poprzez wprowadzenie kontaktu zwalniającego wzajemne więzy elementów, w wyniku czego obciążenia nie były

przekazywane poprzez wspólne powierzchnie danych elementów. Przyjęcie właściwego układu oddziaływań oraz zachowania się elementów jest zagadnieniem bardzo skomplikowanym i mogącym prowadzić do otrzymania błędnych wyników.

2.2. Charakterystyki materiałowe

W celu określenia nośności węzła przyjęto dwie metody obliczeniowe. Pierwszą z nich była analiza liniowa zakładająca stałą zależność między odkształceniami a naprężeniami. W takim przypadku materiał ma stałe właściwości materiałowe niezależne od uzyskanych naprężeń. Drugą przeprowadzoną analizą była analiza nieliniowa, uwzględniająca nieliniowość materiałową. Przyjęto w niej sprężysto-plastyczny model materiału z liniowym wzmocnieniem. Zgodnie z [6] w tego typu modelu materiałowym, po przekroczeniu granicy plastyczności dochodzi do 100-krotnego zredukowania wartości modułu sprężystości. Program Autodesk Algor Simulation 2010 umożliwia przeprowadzenie obu analiz na tym samym modelu i wymaga jednokrotnego wprowadzenia danych materiałowych. Na podstawie świadectw odbioru, wystawionych przez dostawcę materiałów, z których wykonywane są poszczególne elementy rusztowania, przyjęto następujące charakterystyki materiałowe:

- moduł sprężystości podłużnej Young'a: $E=2 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, $E_w=2 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$,
- gęstość objętościową: $\rho=8,0 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{mm}^3}$,
- współczynnik rozszerzalności cieplnej: $\alpha_t=1,2 \cdot 10^{-5} \frac{1}{\text{K}}$,
- współczynnik Poissona: $\nu=0,3$,
- granicę plastyczności $R_e=326 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$,
- wytrzymałość na rozciąganie $R_m=420 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

W celu jak najdokładniejszego przeanalizowania zachowania się węzła, obciążenie było przykładane w sześćdziesięciu krokach obliczeniowych. W każdym kroku siła była zwiększana o taką samą wartość, co ułatwiło dalszą analizę wyników. Duża liczba kroków umożliwiła wskazanie momentu osiągnięcia granicy plastyczności w poszczególnych elementach wchodzących w skład węzła. Warunek plastyczności określany był na podstawie hipotezy wyężeniowej Hubera-Misesa-Henckya [1].

3. ANALIZA WYNIKÓW

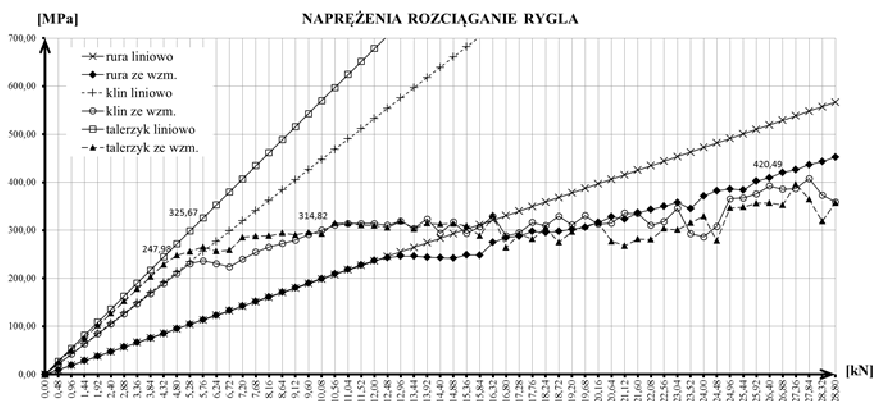
Analizie numerycznej poddanych zostało pięć różnych konfiguracji węzła. Przeanalizowano węzły z pojedynczymi elementami jak również węzły dwuelementowe. W przypadku węzła jednoelementowego dokonano analizy przy

obciążeniu rygla siłą ściskającą jak i rozciągającą, natomiast stężenie zostało obciążone siłą ściskającą. Ponieważ w przypadku rozciągania stężenia kształt połączenia umożliwia niezależne przesunięcie się elementów względem siebie, co w obliczeniach komputerowych wymaga szerszej analizy, nie rozpatrywano tego przypadku obciążenia. Celem analizy węzłów dwuelementowych było wykazanie wzajemnego wpływu obciążeń, przekazywanych przez stężenie i rygiel, na rozkład naprężeń w poszczególnych elementach węzła.

W wyniki obliczeń komputerowych otrzymano przemieszczenia poszczególnych węzłów oraz rozkłady naprężeń w elementach węzła rusztowania w funkcji zmian obciążenia. Dokładna analiza wyników obliczeń poszczególnych konfiguracji węzła została opisana w kolejnych podpunktach.

3.1. Węzeł z ryglem rozciągającym

Na Rys. 3 przedstawiono przebieg naprężeń, występujący w najbardziej wyężonych węzłach modelu poszczególnych elementów połączenia rusztowania, wywołanych przez siłę rozciągającą w rygle. Na wykresie został naniesiony przebieg naprężeń zarówno w przypadku analizy liniowej (w legendzie Rys.3 opisanych jako „liniowo”) jak i nieliniowej (w legendzie Rys.3 opisanych jako „ze wzm.”). Na wszystkich wykresach przedstawiono naprężenia zredukowane uzyskane na podstawie hipotezy wyężeniowej Hubera-Misesa Hencky’ego.



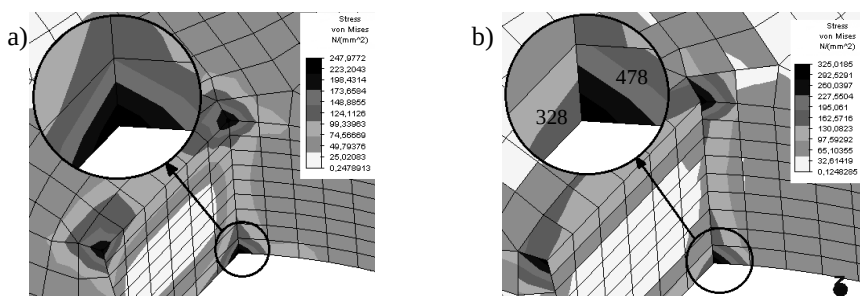
Rys. 3. Przebieg naprężeń w najbardziej wyężonych węzłach poszczególnych elementów

W początkowej fazie obciążenia, przed przekroczeniem granicy plastyczności, wykres naprężeń w zakresie obliczeń nieliniowych pokrywa się z wykresem uzyskanym w analizie liniowej. Najbardziej wyężonym elementem

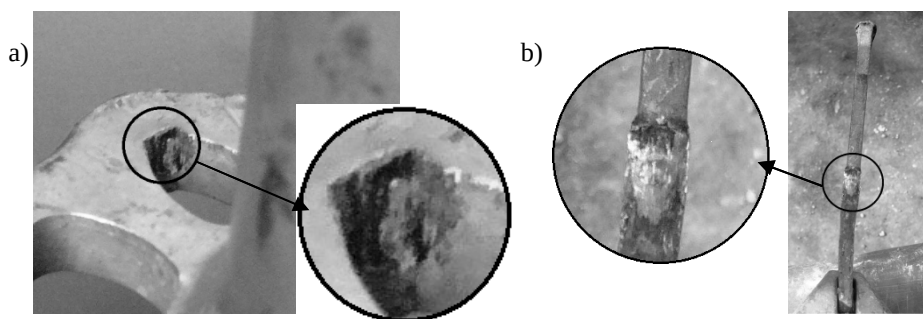
okazał się talerzyk, który najszybciej osiąga wartość granicy plastyczności. W analizie liniowej naprężenia są zbliżone do wartości granicznej, już przy obciążeniu równym 5,76kN. Jest to wartość dalece odbiegająca od nośności podawanej w katalogach rozpatrywanego rusztowania. W obrębie talerzyka następuje gwałtowny wzrost naprężeń, już przy niewielkim obciążeniu, co jest związane z charakterem połączenia klina z talerzykiem. Na przedstawionym wykresie można zaobserwować odchylenie się wykresu analizy nieliniowej od analizy liniowej jeszcze przed osiągnięciem granicy plastyczności. Jest to spowodowane tym, iż wykres przedstawia wartości uśrednione dla danego węzła, natomiast program w którym jest przeprowadzana analiza uwzględnia wartości w danym węźle z każdego elementu. Na Rys. 4 zobrazowano rozkład naprężeń w analizowanym obszarze talerzyka z wartościami uśrednionymi oraz nieuśrednionymi przy sile 4,80kN. Dla rozpatrywanego węzła o numerze 12623, w elemencie nr 478 uzyskano naprężenie o wartości 325,02MPa, natomiast w elemencie nr 328 naprężenia o wartości 170,94MPa. Wartość średnia uzyskana w 10 kroku (4,80kN) wynosi więc 247,98MPa, pomimo to obserwujemy załamanie wykresu. Tego typu sytuację można wyeliminować zagęszczając siatkę w obszarze dużej koncentracji naprężeń. Ponieważ wymiar siatki poniżej 1mm powodowałby znaczne wydłużenie czasu obliczeń lub by je całkowicie uniemożliwił, zrezygnowano z zagęszczania siatki.

W przypadku innych elementów również dochodzi do pierwszego załamania wykresu w momencie przekroczenia granicy plastyczności w elementach, w których występuje analizowany węzeł siatki. Połączenie rusztowania jest układem elementów, w którym uplastycznienie dowolnego składnika może powodować spadek naprężeń w pozostałych elementach. Dlatego też dalsze załamania wykresów mogą wynikać z wzajemnego oddziaływania elementów.

Obszary uplastycznienia stali, zaobserwowane w rzeczywistych konstrukcjach, pokrywają się z miejscami, w których uzyskano koncentracje naprężeń (Zdj. 1.). Najszybciej uplastycznieniu, w przypadku rozciągania ulega talerzyk oraz klin. Zarówno w analizie liniowej jak i nieliniowej miejsce połączenia tych dwóch elementów generuje największe naprężenia.



Rys. 4. Rozkład naprężeń w obrębie talerzyka przy sile 4,80kN: a) uśredniony, b) nieuśredniony



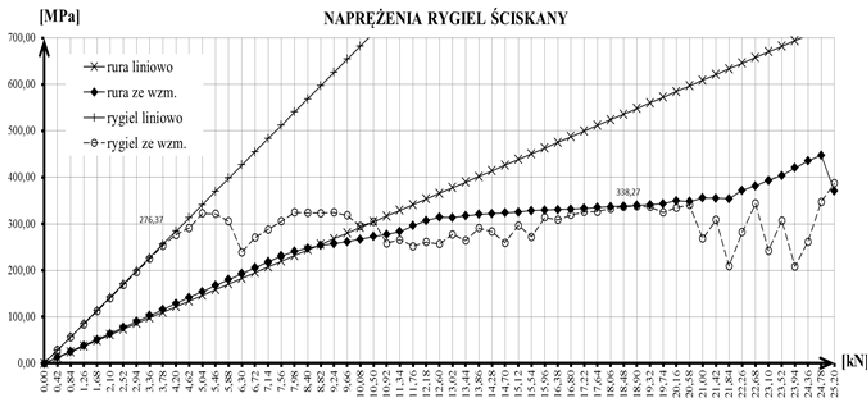
Zdj. 1. Obszary uplastycznienia stali w rzeczywistej konstrukcji: a) talerzyk, b) klin

Zgodnie z normą [5] konstrukcja traci nośność jeżeli naprężenia przekroczą wartość granicy plastyczności. Określenie nośności w ten sposób, powoduje że siła normalna w ryglu jaką może przenieść węzeł osiąga wartość 10,56kN, co jest niezgodne z wynikami osiągniętymi w badaniach. Ponadto przykłady rzeczywistych konstrukcji rusztowań pokazują że węzeł może przenieść większe siły [2]. Różnica między badaniami i obliczeniami wynika z tego, że w badaniach trudno rozdzielić pracę sprężystą większości objętości węzła i niewielkiej objętości materiału w stanie plastycznym. W celu uwzględnienia tego faktu w badaniach numerycznych wstępnie, jako maksymalne dopuszczalne obciążenie przyjęto wartość siły, pod wpływem której wartość przemieszczeń jest o 5% większa niż w przypadku obliczeń liniowych. Szybki wzrost przemieszczeń przy jednostajnym zwiększaniu siły oznacza iż materiał ulega uplastycznieniu a tym samym traci możliwość przenoszenia obciążeń. Elementy nie osiągają wytrzymałości na rozciąganie, pomimo to ulegają znacznym odkształceniom wymagającym szczegółowej analizy zachowania się połączeń występujących w węźle. W przypadku rozciągania ryglu do przekroczenia wyznaczonej granicy dopuszczalnych odkształceń dochodzi przy obciążeniu równym 18,85kN. Jest to

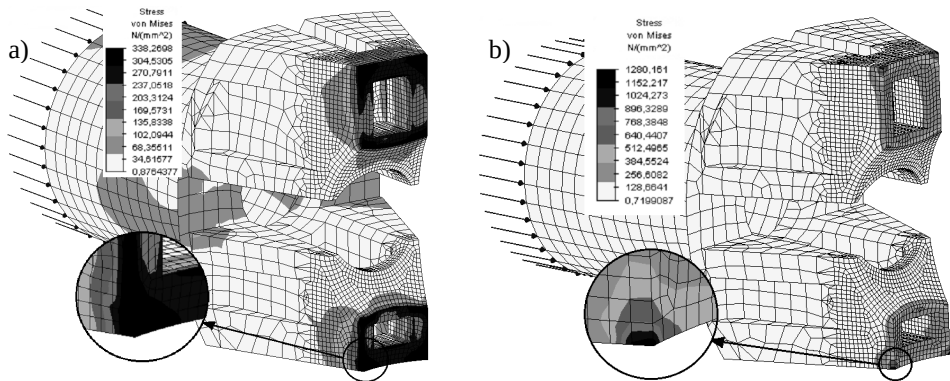
wartość blisko trzykrotnie większa niż wartość uzyskana w wyniku analizy liniowej oraz o 80% większa niż określona na podstawie naprężeń dopuszczalnych.

3.2. Węzeł z ryglem ściskany

W przypadku, gdy w skład węzła wchodzi rygiel ściskany, najbardziej wyężonym elementem okazuje się głównia stężenia. W jej obrębie najszybciej dochodzi do osiągnięcia granicy plastyczności. Wykres zmian naprężeń w funkcji przyłożonego obciążenia został przedstawiony na Rys. 5.



Rys. 5. Przebieg naprężeń w najbardziej wyężonych węzłach poszczególnych elementów



Rys. 6. Rozkład naprężeń w rygle ściskany przy sile 18,90kN w przypadku analizy: a) nieliniowej, b) liniowej

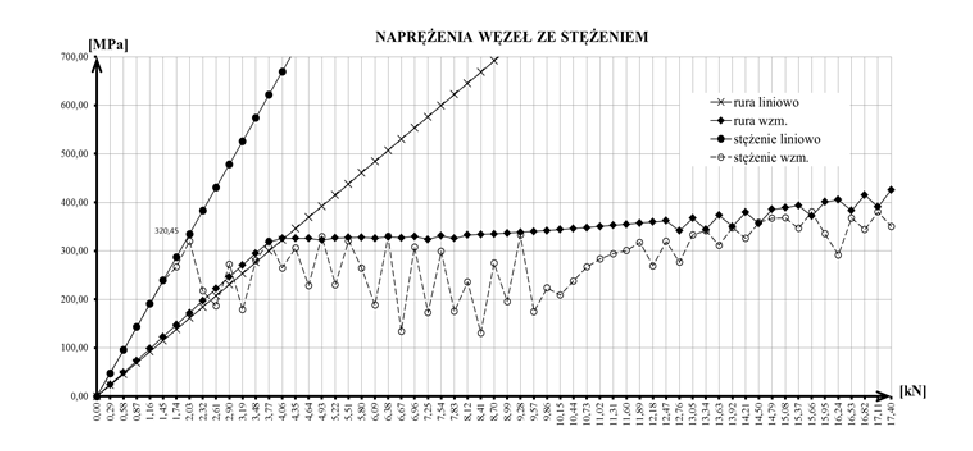
Tak jak w przypadku rygla rozciąganego do załamania wykresu dochodzi przed osiągnięciem granicy plastyczności. Charakter przebiegu wynika z tych samych zależności jakie zostały opisane w poprzednim punkcie w odniesieniu do rygla rozciąganego. Zarówno w przypadku obliczeń liniowych i nieliniowych maksymalne obciążenie, wynikające z osiągnięcia granicy plastyczności, wynosi około 5kN. Natomiast, określając nośność węzła na podstawie granicznych różnic w odkształceniach, otrzymujemy wartość siły na poziomie 18,90kN. Pod wpływem podanej siły naprężenia zarówno w rurze stojaka jak i główni rygla osiągają wartość 338MPa.

Oprócz bardzo dużych różnic w wartościach naprężeń uzyskanych w obliczeniach liniowych i nieliniowych, wybrany rodzaj analizy ma wpływ na rozkład naprężeń w danym elemencie. W przypadku obliczeń liniowych rozkład naprężeń oczywiście pozostaje taki sam, zmieniają się jedynie wartości, natomiast zwiększanie sił przy obliczeniach nieliniowych powoduje rozprzestrzenianie się obszaru z maksymalnymi naprężeniami.

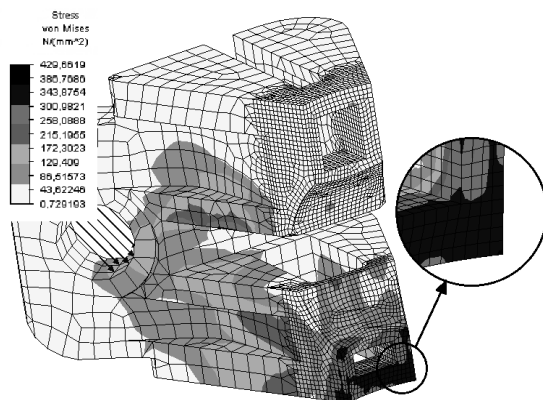
3.3. Węzeł ze stężeniem

Najbardziej niejednorodny wykres zależności pomiędzy naprężeniami a przyłożonym naprężeniem wystąpił w przypadku połączenia, zawierającego stężenie (Rys. 7). Po osiągnięciu granicy plastyczności w obrębie głównej stężenia następuje nagły spadek naprężeń. Spowodowane jest to zmianą miejsca koncentracji naprężeń. W każdym kolejnym kroku obliczeniowym, maksymalne naprężenia występują w innym węźle. Punkty o maksymalnych naprężeniach rozmieszczone są na powierzchni głównej stężenia bezpośrednio oddziaływującej na rurę stojaka. Jest to kolejna różnica w stosunku do analizy liniowej, w której miejsce maksymalnych naprężeń jest stałe.

Maksymalne dopuszczalne obciążenie stężenia, które jest w stanie przenieść węzeł wynosi 15,44kN. W przypadku stężenia, dopuszczalne obciążenie, wynikające z analizy przemieszczeń, pokrywa się z wartością siły, która powoduje przekroczenie wytrzymałości na rozciąganie. Ostateczne maksymalne naprężenie nie występują w węźle, dla którego wykonano wykresy pokazane na Rys.7, lecz w innym węźle tego samego elementu. Rozkład naprężeń przy osiągnięciu wyznaczonej dopuszczalnej wartości obciążenia został przedstawiony na Rys. 8.



Rys. 7. Przebieg naprężeń w najbardziej wyężonych węzłach poszczególnych elementów w połączeniu ze stężeniem



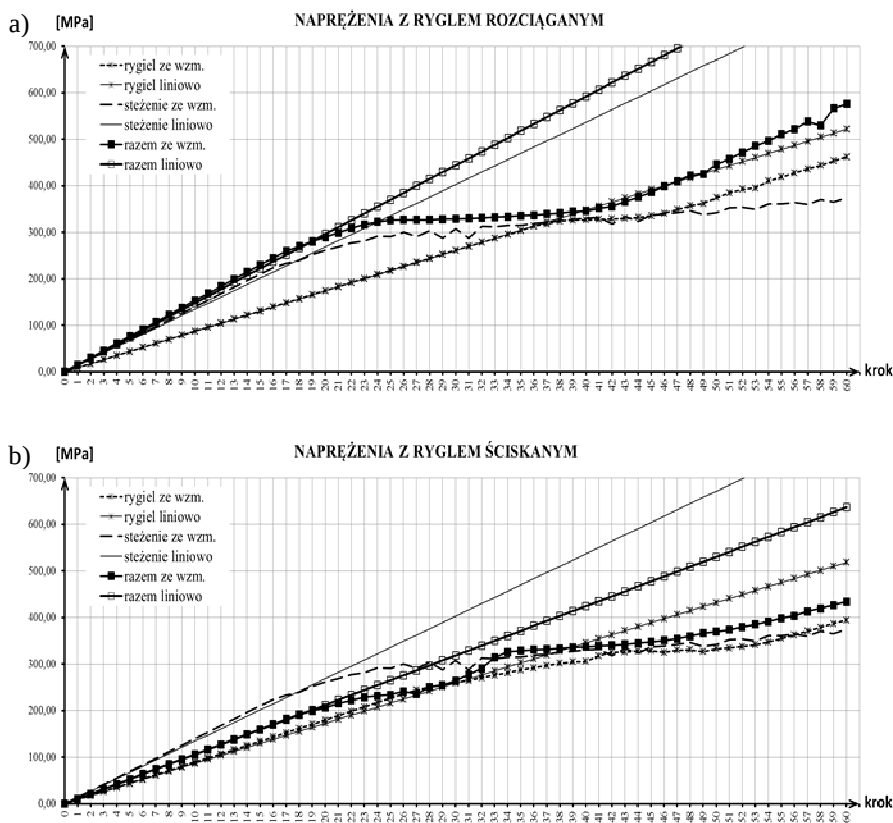
Rys. 8. Rozkład naprężeń stężenia przy sile 15,66kN w przypadku analizy nieliniowej

3.4. Węzeł dwuelementowy

W celu zdiagnozowania jaki wpływ mają na siebie poszczególne elementy węzła, analizie poddano również węzeł z rygłem i stężeniem jednocześnie. Otrzymane wyniki przedstawiono w postaci wykresów zależności naprężeń od kolejnych kroków obliczeniowych (Rys. 9). W poszczególnych krokach obliczeń do elementów przykładano siły w następujących proporcjach:

- 1:1,45 w odniesieniu do stężenia i rygła ściskanego;

- 1:1,66 w odniesieniu do stężenia i rygla rozciąganego.

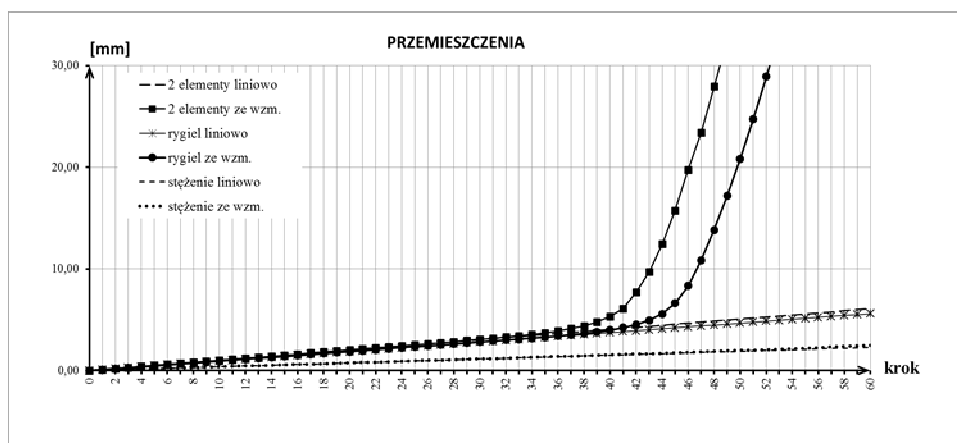


Rys. 9. Przebieg naprężeń w węźle rury stojaka w poszczególnych przypadkach obciążenia węzła siłami wewnętrznymi ze stężenia oraz siłami z: a) rygla rozciąganego, b) rygla ściskanego

Z przedstawionych wykresów wynika, iż poszczególne oddziaływania elementów nie sumują się zarówno w zakresie obliczeń liniowych jak i nieliniowych. W przypadku analizy liniowej jednoczesne obciążenie węzła siłą wewnętrzną ze stężenia oraz rygla rozciąganego, powoduje wzajemne nakładanie się oddziaływań i wzrost naprężeń. Natomiast w przypadku rygla ściskanego otrzymano mniejsze wartości naprężeń niż przy obciążeniu tylko stężeniem. W wyniku analizy nieliniowej połączenia, zawierającego stężenie i rygiel, ostateczne maksymalne naprężenia uzyskano zarówno w przypadku ściskania jak

i rozciągania rygla. Pod wpływem jednoczesnego oddziaływania dwóch elementów szybciej dochodzi do gwałtownego wzrostu przemieszczeń w węźle (Rys. 10), co wskazuje, że nośność węzła jest zależna od liczby połączonych elementów rusztowania.

Ponieważ, zgodnie z pracą [4], w której przeprowadzono obliczenia w zakresie liniowym, na określenie dopuszczalnych obciążeń poszczególnych elementów węzła ma wpływ zarówno liczba elementów jak i wzajemne proporcje sił w elementach, nie określano granicznych obciążeń węzła wieloelementowego. Węzeł poddany obciążeniu z większej liczby elementów wymaga szerszej analizy oraz uproszczeń modelowych, pozwalających na przeprowadzenie obliczeń. Nie można przewidzieć zachowania się węzła pod wpływem układu sił z większej liczby elementów, ponieważ ich wzajemne oddziaływania nie sumują się nawet w zakresie obliczeń liniowych.



Rys. 10. Wykres przemieszczeń węzła talerzyka w zależności od liczby elementów

4. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone analizy potwierdziły iż uwzględnienie w obliczeniach numerycznych MES nieliniowości materiału ma istotny wpływ na zmianę rozkładu naprężeń. W wyniku analiz numerycznych, wykraczających poza zakres liniowo-sprężysty, otrzymano dopuszczalne nośności w granicach sił podawanych przez producentów rusztowań. Obliczenia numeryczne tylko w zakresie liniowo-sprężystym nie są przydatne do prognozowania wytrzymałości węzła i wymagają daleko idących uproszczeń. W celu dokładniejszej analizy nośności węzła konieczne jest uwzględnienie oddziaływań związanych z tarciem oraz możliwością obrotu głowni poszczególnych elementów rusztowania na talerzyku.

5. LITERATURA

- [1] Bąk R. Burczyński T.: Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego. WNT, Warszawa 2001.
- [2] Błazik-Borowa E., Pieńko M., Robak A., Projekt konstrukcyjno budowlany rusztowania roboczego użytkowanego podczas renowacji wieży kaplicy Karola Scheiblera w Łodzi, Lublin 2009.
- [3] Instrukcja obsługi programu Autodesk Algor Simulation 2011, Autodesk Inc., marzec 2010.
- [4] Pieńko M.: Analiza statyczna węzłów systemów modułowych rusztowań, praca magisterska, Wydział Budownictwa i Architektury Politechniki Lubelskiej, Lublin 2010.
- [5] PN-EN 1993-1-3 Projektowanie konstrukcji stalowych, Regóły ogólne, Warszawa 2008.
- [6] PN-EN 1993-1-5 Projektowanie konstrukcji stalowych, Blachownice, Warszawa 2008.

THE NUMERICAL STRENGTH ANALYSIS OF A SELECTED SCAFFOLDING NODE REGARDING NON-LINEAR MATERIAL PROPERTIES

The paper deals with numerical analysis of a selected scaffolding node. There were two types of static analyses: a nonlinear analysis with non-linear material properties and a linear analysis. On the basis of the stress distribution in the node there was specified the limit load for each of scaffolding elements and the influence of individual element loads on the stress distribution in the nodes joint two elements. As the results of nonlinear calculations the acceptable loads of scaffolding nodes compared with values which are given by scaffolding producers is obtained.

III. ANALIZA PROCESU PĘKANIA W STREFACH PRZYPODPOROWYCH BELEK BETONOWYCH ZBROJONYCH PODŁUŻNIE

Marta SŁOWIK

Katedra Konstrukcji Budowlanych, Wydział Budownictwa i Architektury,
Politechnika Lubelska

W pracy dokonano analizy procesu pękania w zginanych elementach betonowych zbrojonych podłużnie, ale bez zbrojenia poprzecznego. Na podstawie wyników badań stwierdzono, że podstawowym parametrem mającym wpływ na charakter zarysowania badanych elementów jest wskaźnik ścinania (a/d). Rozkład rys i mechanizm zniszczenia w belkach o a/d mniejszym niż 2,5 znacznie różni się w porównaniu do tego, który zaobserwowano w belkach o $a/d \geq 2,5$.

1. WPROWADZENIE

Zginane elementy betonowe zbrojone podłużnie, ale bez zbrojenia poprzecznego były tematem zainteresowań wielu badaczy, na przykład [2-8]. Głównie zajmowano się zagadnieniem wyznaczania nośności tych elementów, jako, że określenie jej nastręcza wiele problemów. W większości przypadków o nośności decydowała siła ścinająca. Elementy takie ulegały zniszczeniu nie osiągając pełnej nośności na zginanie, wynikającej z zastosowanego zbrojenia podłużnego.

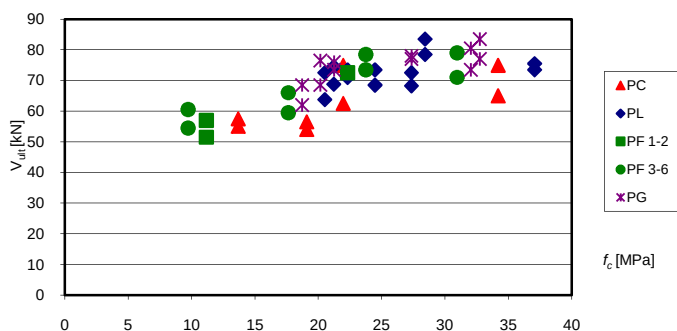
Nośność i sposób zarysowania zginanych elementów zbrojonych podłużnie, ale bez zbrojenia poprzecznego zależy od wielu czynników, do których można zaliczyć stopień zbrojenia podłużnego, wytrzymałość betonu, wymiary elementu oraz wskaźnik ścinania. Wydaje się, że ten ostatni parametr ma decydujący wpływ na przebieg procesu zarysowania analizowanych elementów i charakter ich zniszczenia. Wskaźnik ścinania definiuje się jako stosunek momentu zginającego (M) i siły poprzecznej (V) pomnożonej przez wysokość użyteczną przekroju (d), które pojawiają się równocześnie w najbardziej wyężonym przekroju elementu (M/Vd). W elementach poddanych próbie trzy lub czteroosiowego zginania wskaźnik ten upraszcza się do stosunku a/d , gdzie a jest odległością przyłożonej siły od podpory.

2. PRZEGLĄD BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH

2.1. Badania przeprowadzone przez S. Desai [1, 2]

Głównym celem badań przeprowadzonych przez S. Desai było określenie wpływu wytrzymałości betonu na nośność na ścinanie belek betonowych ze zbrojeniem podłużnym. Badane elementy były wykonane z różnego rodzaju betonów, w tym zwykłych betonów na bazie cementu portlandzkiego (PC) i z betonów wykonanych z użyciem różnych domieszek poprawiających wiązanie mieszanki betonowej takich jak wypełniacz wapienny (PL), sproszkowany popiół opałowy (PF), granulowany żużel wielkopiecowy (PG). Z każdego rodzaju mieszanki betonowej wykonane były dwie belki w celu uzyskania dwóch niezależnych wyników badań. Badane belki miały te same wymiary: szerokość przekroju 0,2 m, wysokość przekroju 0,3 m, całkowita długość 2,0 m. Podczas badania belki były obciążane jedną siłą skupioną przyłożoną w środku rozpiętości. Rozpiętość belek podczas badań miała 1,9 m a wskaźnik ścinania wyniósł $a/d = 3,6$. Zbrojenie podłużne składało się z trzech prętów stalowych o średnicy 20 mm, co daje stopień zbrojenia 1,8 %. W belkach nie było zbrojenia poprzecznego.

Na podstawie obserwacji przebiegu zniszczenia badanych elementów autor stwierdził, że wszystkie belki uległy zniszczeniu na skutek ścinania wkrótce po pojawieniu się rys ukośnych. W wyniku badań zostały zarejestrowane maksymalne wartości sił przykładane z maszyny wytrzymałościowej, odczytane w chwili zniszczenia. Na rysunku 1 zestawiono uzyskane maksymalne siły ścinające (V_{ult}) w zależności od wytrzymałości betonu na ściskanie (f_c).



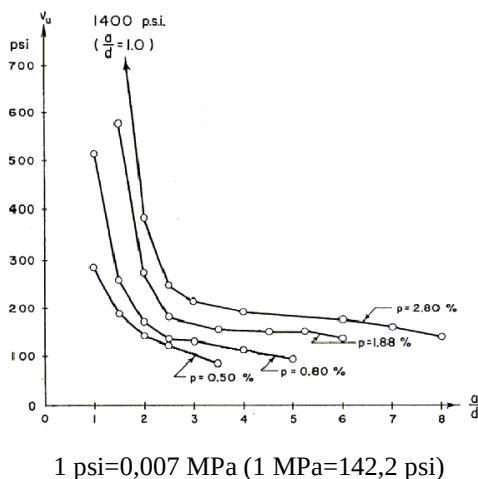
Rys.1. Wpływ wytrzymałości betonu na ściskanie na nośność belek na ścinanie [1]

Biorąc pod uwagę rezultaty wszystkich badań przeprowadzonych przez S. Desai (rys. 1) można stwierdzić, że cechy wytrzymałościowe betonu mają wpływ na nośność belek na ścinanie w przypadku, gdy są one zbrojone podłużnie, ale bez

zbrojenia poprzecznego. Średnia wartość maksymalnych naprężeń ścinających w przypadku belek serii PC wykonanych z betonu o wytrzymałości $f_c=34,2$ MPa była o 25% wyższa niż w belkach o $f_c=13,7$ MPa.

2.2. Badania G. N. J. Kani [3], [4]

Obszerne badania dotyczące betonowych belek zbrojonych podłużnie zostały przeprowadzona w latach 60-tych XX wieku przez G. N. J. Kani. Badania były tak zaprogramowane, aby możliwe było przeanalizowanie wpływu głównych parametrów na nośność belek takich jak: klasa betonu ($f_c=17,6$ MPa, 26,4 MPa i 35,2 MPa), stopień zbrojenia podłużnego ($\rho=0,50$; 0,80; 1,88 i 2,80 %) i wskaźnik ścinania (a/d od 1,0 do 8,0). Całkowita liczba badanych elementów wyniosła 133 belki. Wszystkie belki miały taki sam przekrój ($0,15 \times 0,30$ m). Belki podczas badań były poddane obciążeniu symetrycznemu dwoma siłami o stałym rozstawie ($c=const=0,91$ m). W celu różnicowania wskaźnika ścinania całkowita długość belek, a co za tym idzie ich rozpiętość, była różna. Jako zbrojenie podłużne przyjęto pręty żebrowane ze stali o granicy plastyczności 351,6 MPa.



Rys. 2. Zależność maksymalnych naprężeń ścinających od a/d [3]

Na podstawie otrzymanych wyników badań G. N. J. Kani zaobserwował, że wytrzymałość betonu ma pomijalnie mały wpływ na nośność badanych belek na ścinanie i w związku z tym autor przedstawił wyniki badań tylko dla serii belek wykonanych z betonu o wytrzymałości $f_c=26,7$ MPa. Zostały one zestawione na

rys. 2, na którym przedstawiono zmianę nośności na ścinanie w zależności od wskaźnika a/d w belkach o różnym stopniu zbrojenia podłużnego.

Analizując rezultaty badań Kani stwierdził, że w silnie zbrojonych belkach o małej rozpiętości nośność była 15 razy większa niż w belkach o niskim stopniu zbrojenia, mimo, że były one wykonane z tego samego betonu. Uzyskane wyniki badań wskazują również na wpływ stopnia zbrojenia na nośność belek na ścinanie. Wraz ze wzrostem stopnia zbrojenia wzrasta również nośność belek na ścinanie.

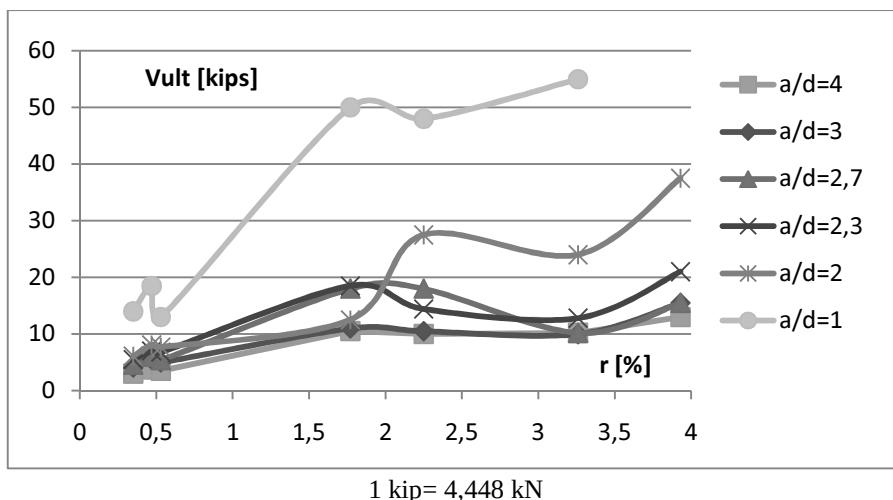
Szerszy analizę nośności zbrojonych podłużnie belek betonowych na podstawie wyników badań Kani zamieszczono w pracy M. Słowik [9]. Autorka przedstawiła tam zależność względnej nośności na zginanie badanych belek w zależności od wskaźnika ścinania. Największą redukcję nośności na zginanie spowodowaną działaniem sił poprzecznych, nawet do 50%, wykazywały belki o wskaźniku ścinania od 2,0 (gdy $\rho = 0,8 \%$) do 2,5 (gdy $\rho = 1,8 \%$ i $\rho = 2,8 \%$).

2.3. Badania przeprowadzone przez A. H. Shuaiba i D. M. Lue [5]

Shuaib i Lue analizowali problem nośności na ścinanie belek wykonanych z betonu o wysokiej wytrzymałości $f_c = 64$ MPa. Przebadał oni 54 belki, które były zbrojone podłużnie, ale nie miały zbrojenia poprzecznego. Parametrami zmiennymi był wskaźnik ścinania a/d (sześć różnych wartości od 1 do 4) i stopień zbrojenia podłużnego (ρ od 0,35 do 4 %). W badaniach użyto stal zbrojeniową o granicy plastyczności $f_y = 414$ MPa. Wszystkie belki miały przekrój prostokątny o wymiarach: szerokość 127 mm (5 in) i wysokość 254 mm (10 in).

Na podstawie uzyskanych wyników badań autorzy zaobserwowali, że najistotniejszy wpływ na nośność badanych belek miał wskaźnik ścinania. Stopień zbrojenia podłużnego również wpływał na wielkość maksymalnej siły poprzecznej. Wyniki badań Shuiba i Lue zestawiono na rys. 3.

Badacze zaobserwowali dwa typy zniszczenia w badanych elementach. Pierwszy typ objawiał się ukośnym zarysowaniem w wyniku rozciągania i wystąpił w belkach o $a/d \geq 2,7$. Drugi typ to zniszczenie w wyniku naprężeń ściskających przy $a/d \leq 2,3$. Stwierdzili również, że stopień zastosowanego zbrojenia podłużnego miał wpływ na wielkość maksymalnych sił poprzecznych przy zniszczeniu, ale nie wpływał jednak na zmianę charakteru zniszczenia belek.



Rys. 3. Zależność nośności na ścinanie od a/d i ρ (na podstawie [5])

Na podstawie przeglądu literatury można dojść do następujących konkluzji:

- Nośność na ścinanie zginanych elementów betonowych zbrojonych podłużnie, ale bez zbrojenia poprzecznego zależy od wielu parametrów, a najistotniejsze z nich, jak wskazują badania, to wskaźnik ścinania, stopień zbrojenia poprzecznego i wytrzymałość betonu na ściskanie.
- Wartość wskaźnika ścinania ma nie tylko znaczący wpływ na wielkość maksymalnych naprężeń ścinających w analizowanych elementach, ale może również mieć decydujący wpływ na charakter zniszczenia tych elementów.
- Pozostałe parametry takie jak stopień zbrojenia podłużnego i wytrzymałość betonu mają, jak się wydaje, raczej ilościowy a nie jakościowy wpływ na sposób zniszczenia belek. Parametry te wpływają na wielkość naprężeń ścinających przy zniszczeniu, ale ich zmiana nie powoduje zmiany typu zniszczenia elementu.

W prezentowanych badaniach zajęto się głównie analizą nośności na ścinanie badanych elementów nie przeprowadzając szerszej obserwacji procesu pęknięcia. Zachodzi pytanie jak wytłumaczyć tak znaczący wpływ wskaźnika ścinania na nośność belek bez zbrojenia poprzecznego i jak zmienia się charakter zniszczenia belki w zależności od a/d .

W celu szerszego rozpoznania problemu zniszczenia i propagacji rys w belkach zbrojonych podłużnie, ale bez zbrojenia poprzecznego przeprowadzono badania doświadczalne w laboratorium Politechniki Lubelskiej.

3. PROGRAM BADAŃ

3.1. Elementy badawcze

Wykonano dwie serie elementów badawczych. Były to belki o przekroju prostokątnym o następujących wymiarach: szerokość $b= 0,12$ m, całkowita wysokość $h= 0,25$ m, wysokość użyteczna $d= 0,22$ m. W sumie przebadano dziewięć elementów. W pierwszej serii wykonano cztery elementy (belka S2, S3, S4 i S5) i zastosowano podczas badań test czteropunktowego zginania. Obciążenie zadawano symetrycznie w postaci dwóch sił. Długość belek wynosiła 2,05 m i rozpiętość podczas badań była taka sama $l_{eff} = 1,8$ m, podczas gdy odległość między przyłożonymi siłami c zmieniała się. Belki wyróżniał wskaźnik ścinania a/d , od 2,3 do 3,4. W drugiej serii elementów badawczych wykonano pięć belek (belki S1, S1k, S2k, S3k i S5k) i zastosowano test trzypunktowego zginania. Obciążenia było zadawane w postaci jednej siły przyłożonej w środku rozpiętości belki. Belki miały różną długość, a co za tym idzie różną rozpiętość podczas badań, od $l_{eff} = 0,9$ do 1,8 m. Belki wyróżniały się wskaźnikiem ścinania a/d , od 1,8 do 4,1. W tablicy 1 zestawiono wszystkie elementy badawcze.

TABLICA I. Zestawienie elementów badawczych

Seria	Belka	l_{eff} , mm	c , mm	a , mm	a/d
1	S4	1800	800	500	2.3
	S5		700	550	2.5
	S3		600	600	2.7
	S2		300	750	3.4
2	S1k	800	-	400	1.8
	S2k	1000		500	2.3
	S3k	1100		550	2.5
	S5k	1200		600	2.7
	S1	1800		900	4.1

3.2. Materiały

We wszystkich badanych elementach zastosowano zbrojenie podłużne składające się z dwóch prętów o średnicy 18 mm. Całkowity przekrój zbrojenia to $A_s= 508$ mm², tak więc stopień zbrojenia wyniósł $\rho= 1,8\%$. Zastosowano pręty żebrowane gatunku 34GS a cechy mechaniczne określono na podstawie próby rozciągania próbek i otrzymano średnią granicę plastyczności: $f_y= 453$ MPa i średnią wytrzymałość: $f_t= 698$ MPa.

Belki były wykonane z tego samego betonu. Maksymalna średnica ziaren kruszywa użytego do produkcji mieszanki betonowej wynosiła 16 mm. Wykonano

także próbki do oznaczenia cech wytrzymałościowych betonu: próbki walcowe $\phi 150/300$ mm do określenia wytrzymałości betonu na ściskanie i modułu sprężystości betonu, i próbki walcowe $\phi 160/160$ do określenia wytrzymałości na rozciąganie przez rozłupywanie. Uzyskane wyniki badań na próbkach zamieszczono w tablicy 2.

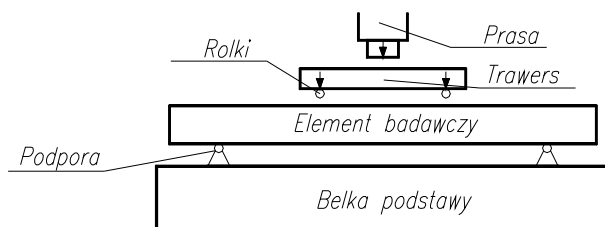
Wytrzymałość betonu na rozciąganie osiowe, f_{ct} , wyznaczono na podstawie wytrzymałości na rozciąganie przez rozłupywanie, $f_{ct,sp}$, korzystając ze wzoru podanego w zaleceniach CEB FIP MC 90 [10]: $f_{ct}=0,9 f_{ct,sp}=3,0$ MPa.

TABLICA II. Właściwości betonu

Cecha	Liczba próbek	Wartość średnia, MPa	Odchylenie standardowe, MPa	Współczynnik zmienności, %
Wytrzymałość na ściskanie, f_c	11	32,70	5,02	15
Wytrzymałość na rozciąganie, $f_{ct,sp}$	13	3,34	0,52	15
Moduł sprężystości, E_c	8	37650	1540	4

3.3. Przebieg badań

Belki były badane aż do zniszczenia. Obciążenie było zadawane w sposób statyczny przy użyciu maszyny wytrzymałościowej ZD600. Stanowisko badawcze pokazano na rys. 4.



Rys. 4. Stanowisko badawcze

Przed wykonaniem właściwego badania belki były poddane kilku cyklom obciążania i odciążania w zakresie siły od 0 do 6 kN w celu ustabilizowania elementów na podporach. Zadawana siła była przykładana etapami a jej wartość była odczytywana z manometru maszyny wytrzymałościowej. Powierzchnie boczne belek były pomalowane na biało by ułatwić obserwację pojawienia się i

rozwoju rys. W czasie badań rysy były ewidencjonowane i zaznaczane na belkach oraz mierzona była szerokość ich rozwarcia za pomocą mikroskopu Brinnella z dokładnością 0,005 mm. Szczególną uwagę zwrócono na obserwację powstania i pomiar szerokości rys ukośnych. Pomiar rys był wykonywany w kolejnych etapach zadawania obciążenia na pięciu poziomach pomiarowych. Podczas badań mierzono również ugięcia belek w środku rozpiętości i na podporach za pomocą czujników zegarowych oraz monitorowano czy zapewniona jest przyczepność prętów zbrojeniowych do betonu.

4. WYNIKI BADAŃ

4.1. Siły rysujące i niszczące

Siła poprzeczna rysująca, V_{cr} , była przyjmowana jako połowa zadawanej siły odczytywanej z manometru maszyny wytrzymałościowej w chwili pojawienia się pierwszej rysy ukośnej. We wszystkich badanych belkach jako pierwsze pojawiały się rysy prostopadłe w środkowym odcinku belki. Dopiero w późniejszych etapach obciążenia pojawiały się rysy ukośne. Maksymalna siła poprzeczna, V_{ult} , była przyjmowana jako połowa zadawanej siły odczytywanej z manometru maszyny wytrzymałościowej w chwili zniszczenia belki. Wartości sił poprzecznych uzyskanych w czasie badań zestawiono w tablicy 3. Podano tam również policzone na ich podstawie wartości momentu rysującego i niszczącego wg wzorów:

$$M_{cr} = V_{cr} \times a, \quad M_{ult} = V_{ult} \times a \quad (1)$$

W tablicy 3 umieszczono ponadto stosunek momentu niszczącego do momentu M_{fl} , który określa maksymalną nośność na zginanie w belce ze względu na przyjęte zbrojenie:

$$M_{fl} = f_y \times A_s \times z \quad (2)$$

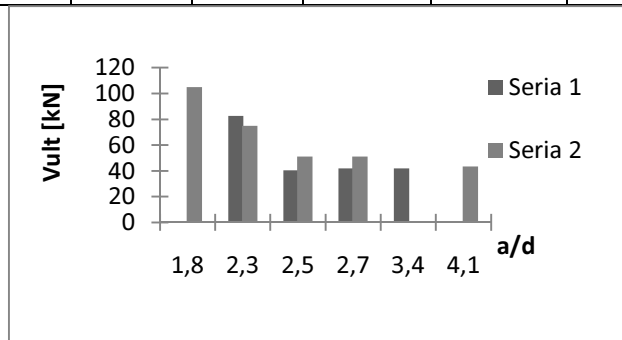
gdzie:

- f_y – granica plastyczności stali,
- A_s – przekrój zbrojenia podłużnego,
- z – ramię sił wewnętrznych.

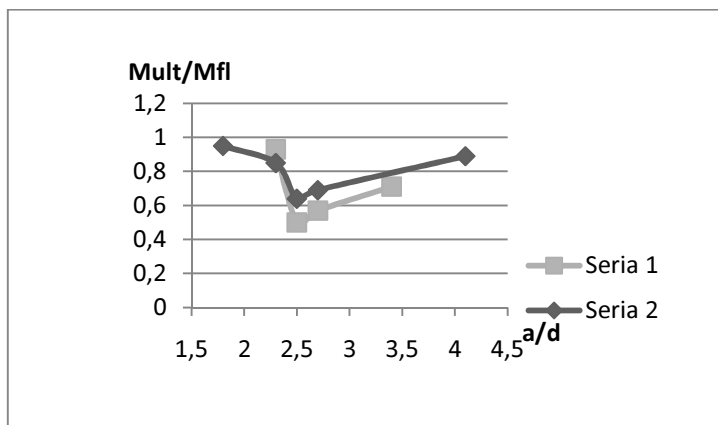
Maksymalna siła poprzeczna, V_{ult} , w belkach o wskaźniku ścinania $a/d = 1,8$ i $2,3$ była znacznie wyższa niż w pozostałych elementach badawczych o $a/d \geq 2,5$, co wyraźnie widać na zestawieniu przedstawionym na rys. 5. Natomiast największą redukcję nośności belek na zginanie na skutek ścinania, wyznaczoną na podstawie stosunku M_{ult}/M_{fl} , uzyskano w obu seriach elementów badawczych gdy $a/d = 2,5$, co pokazano na rys. 6.

TABLICA III. Siły poprzeczne rysujące i niszczące

Belka	a/d	V_{cr} , kN	V_{ult} , kN	M_{cr} , kNm	M_{ult} , kNm	M_{ult}/M_{fl}
S4	2.3	42	82.5	21.0	41.3	0.93
S5	2.5	40.5	40.5	22.3	22.3	0.50
S3	2.7	33.0	42.0	19.8	25.2	0.57
S2	3.4	37.5	42	28.1	31.5	0.71
S1k	1.8	52.5	105.0	21.0	42.0	0.95
S2k	2.3	52.5	75.0	26.3	37.5	0.85
S3k	2.5	37.5	51.0	20.6	28.1	0.64
S5k	2.7	51.0	51.0	30.6	30.6	0.69
S1	4.1	43.5	43.5	39.2	39.2	0.89



Rys. 5. Wpływ wskaźnika a/d na nośność belek na ścinanie



Rys. 6. Wpływ wskaźnika a/d na względną nośność belek na zginanie

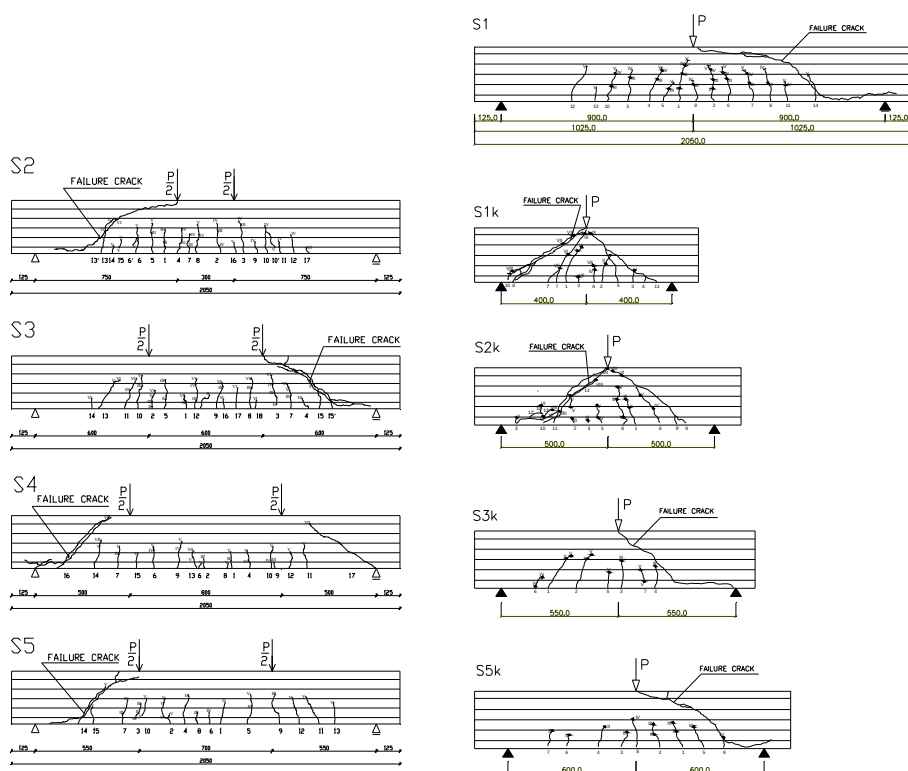
4.2. Przebieg zarysowania i szerokość rozwarcia rys

Jako pierwsze powstały w belkach rysy prostopadłe w środkowym odcinku belek przy sile około 36 kN. W miarę wzrostu obciążenia powstawały kolejne rysy prostopadłe i miała miejsce ich propagacja na wysokości przekroju. Powolny i ustabilizowany rozwój rys miał miejsce we wszystkich belkach aż do chwili pojawienia się rys ukośnych. Różnice w przebiegu zarysowania zaznaczyły się w badanych belkach od momentu zarysowania ukośnego. Ze względu na ten fakt i na sposób zniszczenia elementów badawczych belki można podzielić na dwie grupy. Do pierwszej grupy zaliczają się trzy belki z pierwszej serii elementów badawczych: S3, S2, S5 i trzy belki z drugiej serii: S1, S3k, S5k. Natomiast drugą grupę stanowią dwie belki z drugiej serii: S1k, S2k i jedna belka z pierwszej serii S4.

W pierwszej grupie znalazły się belki o wskaźniku ścinania $a/d \geq 2,5$. W belkach tych powstała tylko jedna rysa ukośna, która rozwinęła się z rysy prostopadłej a jej propagacja rozpoczęła się w środku wysokości przekroju. Belki te uległy zniszczeniu na skutek ścinania w wyniku gwałtownego pęknięcia rysy ukośnej. Szerokość rozwarcia rys zarówno prostopadłych jak i rysy ukośnej, pomierzona w etapie tuż przed zniszczeniem belek, nie przekroczyła 0,15 mm. Siła powodująca zarysowanie i siła niszcząca w belkach pierwszej grupy były bardzo zbliżone a w niektórych przypadkach takie same.

Belki drugiej grupy charakteryzował wskaźnik ścinania mniejszy od 2,5. W belkach tych powstały dwie rysy ukośne i nie rozwinęły się one z rys prostopadłych. Kierunek ich propagacji przebiegał od miejsca podparcia na podporze do miejsca przyłożenia obciążenia zewnętrznego. Inaczej też przebiegał proces niszczenia tych elementów, który nie miał tak gwałtownego charakteru jak w przypadku belek pierwszej grupy. Obciążenie niszczące było znacznie wyższe od obciążenia, przy którym powstały rysy ukośne. Po powstaniu zarysowania ukośnego nie pojawiały się kolejne rysy a miał miejsce powolny wzrost szerokości rozwarcia obu rys ukośnych. Maksymalna szerokość rys ukośnych osiągnęła wartość 0,70 mm.

Na rysunku 7 pokazano przebieg rys w badanych belkach.



Rys. 7. Obraz rys w belkach badawczych

5. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ I WNIOSKI

We wszystkich badanych belkach zniszczenie nastąpiło na skutek naprężeń ścinających. Rysą niszczącą była zawsze rysa ukośna. Żadna belka nie osiągnęła pełnej nośności na zginanie. Największą redukcję nośności na zginanie wykazały belki o wskaźniku ścinania $a/d=2,5$. Podczas badań stwierdzono różnice w charakterze zniszczenia elementów w zależności od wskaźnika ścinania.

Wskaźnik ścinania jest głównym parametrem, który ma wpływ na charakter procesu pękania i niszczenia w zginanych elementach betonowych zbrojonych podłużnie, ale bez zbrojenia poprzecznego. W belkach o a/d mniejszym od 2,5, następuje powolny rozwój rys ukośnych i nośność elementów jest znacznie wyższa niż w przypadku pozostałych belek o $a/d \geq 2,5$, które niszczą się w sposób gwałtowny. W związku ze zmianą charakteru zniszczenia betonowe elementy

zginane zbrojone podłużnie o $a/d < 2,5$ i $a/d \geq 2,5$ powinny być rozpatrywane oddzielnie.

6. LITERATURA

- [1] Desai S.: Influence of Constituents of Concrete on Its Tensile Strength and Shear Carrying Capacity. Magazine of Concrete Research, Vol. 55/1 (2003)
- [2] Desai S.: Influence of Constituents of Concrete on Its Tensile Strength and Shear Strength. ACI Structural Journal, Vol. 101/1 (2004)
- [3] Kani G. N. J.: Basic Facts Concerning Shear Failure. Journal of ACI, June (1966)
- [4] Kani G. N. J., 1964. The Riddle of Shear Failure and Its Solution. Journal of ACI, April (1964)
- [5] Shuaib A. H., Lue D. M.: Flexure-Shear Interaction of Reinforced High-Strength Concrete Beams. ACI Structural Journal, July-August (1987)
- [6] Gasteble O. J., May I. M.: Fracture Mechanics Model Applied to Shear Failure of Reinforced Concrete Beams without Stirrups. ACI Structural Journal, March/April (2001)
- [7] Reineck K. H., Kuchma D. A., Kim K. S., Marx S.: Shear Database for Reinforced Concrete Members without Shear Reinforcement. ACI Structural Journal, March/April (2003)
- [8] Kim Woo, White R. N.: Initiation of Shear Cracking in Reinforced Concrete Beams with No Web Reinforcement. ACI Structural Journal, May/June (1991)
- [9] Słowik M.: O nośność zginanych elementów betonowych wzmocnionych zbrojeniem podłużnym. Inżynieria i Budownictwo, Nr 10 (1997)
- [10] CEB-FIP Model Code, Bulletin d'Information No 195 (1990)

THE ANALYSIS OF FRACTURE PROCESS IN SUPORT REGIONS OF CONCRETE BEAMS WITH LONGITUDINAL REINFORCEMENT

In this paper, there are presented experimental results which aimed at disclosing some aspects of cracks' propagation in flexural concrete members reinforced longitudinally but without transverse reinforcement. On the basis of the obtained results, it has been concluded that the shear span-to-depth ratio (a/d) is a primary parameter which influences the fracture process and load carrying capacity of tested beams. The character of failure differs significantly for beams with $a/d < 2.5$ compared to failure in beams with $a/d \geq 2.5$.

IV. BADANIA WPŁYWU TECHNOLOGICZNYCH PARAMETRÓW OBRÓBKİ TOCZENIEM STOPÓW MAGNEZU, NA SIŁY SKRAWANIA ORAZ CHROPOWATOŚĆ POWIERZCHNI OBROBIONEJ

**Ireneusz ZAGÓRSKI¹, Józef KUCZMASZEWSKI¹, Kazimierz
ZALESKI¹**

¹ Politechnika Lubelska, Katedra Podstaw Inżynierii Produkcji,
ul. Nadbystrzycka 36B, 20-618 Lublin

W pracy przedstawiono wyniki badań wpływu głębokości skrawania, posuwu oraz prędkości skrawania w procesie toczenia stopów magnezu AZ31 i AZ91HP na siły skrawania i chropowatość powierzchni. Obróbkę prowadzono narzędziami o ostrzach z węglików spiekanych o różnych wartościach kątach natarcia. W procesie skrawania stosowano ciecz obróbkową Estramet 575 MG dedykowaną do obróbki stopów magnezu.

1. WŁAŚCIWOŚCI I ZASTOSOWANIE WYBRANYCH STOPÓW MAGNEZU

Magnez został odkryty i otrzymany w stanie czystym wcześniej niż aluminium, jednak jego zastosowanie i rozwój techniczny jest znacznie późniejszy. Po raz pierwszy czysty magnez otrzymał Humphrey Davy w 1808r. przez redukcję tlenku magnezowego [1].

Magnez, ze względu na swoją gęstość ($1,74 \text{ g/cm}^3$), jest zaliczany do grupy metali lekkich [12, 13, 14]. Stopy magnezu cechuje gęstość ok. $1,8 \text{ g/cm}^3$ oraz korzystne właściwości mechaniczne $R_m=300\text{-}350 \text{ MPa}$ oraz twardość ok. 100 HB [11]. Moduł sprężystości podłużnej E , typowych stopów magnezu wynosi ok. 45 GPa.

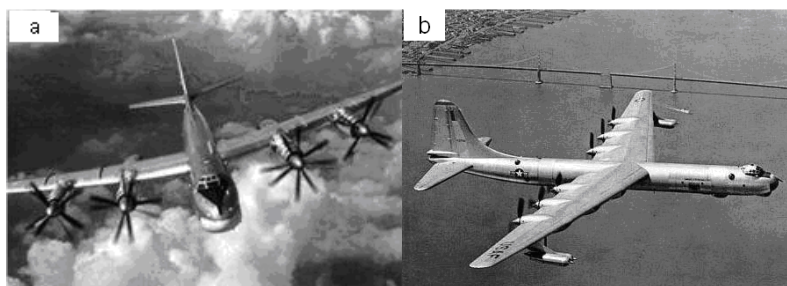
Dotychczas w kraju stosowano odlewnicze stopy magnezu ujęte w wycofanej normie PN-88/H-88050 [11]. Obecnie odlewnicze stopy magnezu są znormalizowane w PN-EN 1753:2001.

Wieloskładnikowe stopy Mg zawierające 3-10% Al, 1-3% Zn oraz dodatek Mn, nazywane są „elektronami” [11]. Nazwa „elektron” jest popularnym określeniem stopu magnezu AZ91HP powszechnie używanym w przemyśle.

Stopy magnezu zawierają zwykle co najmniej 90% magnezu [14]. Ogólnie stopy te dzieli się na odlewnicze i do przeróbki plastycznej. Głównymi składnikami stopowymi stopów magnezu są: aluminium, cynk, mangan, cyrkon, cer, tor i metale ziem rzadkich. Osobną, najmłodszą grupę stopów magnezu stanowią stopy z litem (zawierające do kilkunastu % Li) [5, 12].

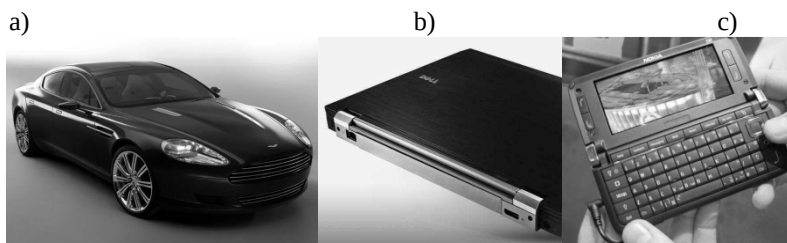
Stop AZ91HP jest stopem powszechnie stosowanym w odlewnictwie, zwłaszcza do wykonywania odlewów ciśnieniowych. Natomiast stop AZ31 to stop przeznaczony do przeróbki plastycznej.

Podczas drugiej wojny światowej, gdy światowa produkcja magnezu zwiększyła się dziesięciokrotnie, magnez i jego stopy stosowano głównie do celów wojskowych [1].



Rys.1. Przykłady zastosowań stopów magnezu w lotnictwie - bombowce:
a) TU95MS: 1550 kg Mg; b) Convair B36 Peacemaker: 8600 kg Mg [17]

W 1959r. w Stanach Zjednoczonych stopy magnezu stosowano głównie w takich gałęziach przemysłu jak: lotnictwo, kosmonautyka, przemysł samochodowy, maszynowy, elektrotechnika, elektrochemia, metalurgia metali oraz gospodarstwo domowe. W latach sześćdziesiątych niemiecka firma Volkswagen była jednym z największych użytkowników magnezu na świecie, gdyż na każdy pojazd zużywała 20 kg Mg [1, 2, 6].



Rys. 2. Przykłady zastosowań stopów magnezu: a) Aston Martin Rapide;
b) Notebook Dell; c) Nokia E90 Communicator [13, 14, 15]

Bardzo dobre właściwości odlewnicze, dobra skrawalność, wysoka wytrzymałość i sztywność oraz łatwość odzysku sprawiają, że urządzenia zawierające odlewy ze stopów Mg stanowią alternatywne rozwiązanie dla stopów Al, a także dla części z tworzyw sztucznych i kompozytów [18].

Ważną cechą magnezu jest dobra osłona elektromagnetyczna, tzw. EMI [8, 12, 15], oraz korzystne właściwości tłumiące [3]. Właściwości te sprawiają, że stopy magnezu to ceniony materiał służący do produkcji m.in. telefonów komórkowych [9] oraz laptopów [8].

Czołowe koncerny motoryzacyjne (Ford, Audi, VW i General Motors) na całym świecie mają swój udział w rozpoczęciu procesu produkcji czystego magnezu, co sugeruje, że stopy magnezu odgrywać będą decydującą rolę w obniżaniu masy samochodów. Ogólnie stwierdza się, iż zapotrzebowanie producentów pojazdów na stopy magnezu wzrasta o ok. 30% rocznie [2, 7, 16, 18].

2. SKRAWALNOŚĆ STOPÓW MAGNEZU

Stopy magnezu, to grupa materiałów o specyficznych właściwościach skrawnych. Przy obróbce tych stopów, należy kierować się wytycznymi, które charakteryzują obróbkę stopów aluminium [4, 5].

Stopy magnezu są dobrze, a nawet bardzo dobrze skrawalne. Stopy te, są najłatwiejsze do obróbki, ze względu na: niskie siły skrawania, wysoką trwałość narzędzi, krótkie wióry, dobrą jakość powierzchni, wysokie prędkości skrawania [12, 15]. Ponadto stopy magnezu można obrabiać 4 razy szybciej niż stopy aluminium [14]. Stopy magnezu wykazują mały opór właściwy skrawania ($k_s=250$ MPa) oraz niewielkie siły i temperatury skrawania [5]. W literaturze [21] podano, iż stop magnezu AZ91HP charakteryzuje się najlepszą skrawalnością ze względu na chropowatość powierzchni, w porównaniu do popularnych stopów aluminium.

Ujemną właściwością stopów magnezu, podobnie jak przy obróbce stopów aluminium, jest tworzenie się narostu, oraz powstawanie pyłu, który jest szkodliwy dla zdrowia obsługujących obrabiarki oraz dla trwałości samych obrabiarek, a szczególnie ich prowadnic i łożysk, które powinny być odpowiednio chronione. Kolejnym z ograniczeń przy obróbce stopów magnezu jest skłonność do samozapłonu. Skłonność taką wykazują pyły magnezowe, a powstające podczas obróbki na sucho wióry i pyły magnezowe są łatwo zapalne. W przypadku zapalenia się stopów magnezu gaszenie nie może odbywać się za pomocą wody, z uwagi na duże powinowactwo magnezu do tlenu zawartego w wodzie [4, 5].

Magnez można obrabiać na sucho dzięki temu, że ma on bardzo małą pojemność cieplną, zatem nawet przy dużych wartościach technologicznych parametrów obróbki skrawaniem nie nagrzewa się gwałtownie [14]. Do obróbki

stopów magnezu dedykowane są również specjalne emulsje, mieszalne z wodą, oraz olej mineralny o dużej lepkości i wysokim punkcie zapłonu. Zastosowanie znajduje również metoda MQL (ang. Minimal Quantity Lubrication), czyli inaczej metoda MMS (metoda minimalnej ilości środka smarująco-chłodzącego), czyli chłodzenie tzw. mgłą olejową [19, 20].

Stopy magnezu można z powodzeniem kształtować procesami obróbki z dużymi prędkościami HSC (High Speed Cutting), czy w warunkach wytwarzania wysoko wydajnego HPM (High Productivity Manufacturing), w tym np. frezowaniem obwodowym, umożliwiającym m.in. obróbkę otworów o różnych średnicach jednym narzędziem, lepsze łamanie wiórów dzięki skrawaniu przerywanemu i łatwiejsze ich odprowadzanie z otworów czy kieszeni [4]. Jako materiały na ostrza skrawające wykorzystuje się niemal wyłącznie droбноziarniste węgliki spiekane i polikrystaliczny diament [4, 20].

3. PROGRAM I METODYKA BADAŃ

Analizowano wpływ prędkości skrawania v_c , głębokości skrawania a_p oraz posuwu f na wybrane wskaźniki skrawalności stopów AZ91HP oraz AZ31. Badano zmianę sił w strefie skrawania, a także chropowatość powierzchni po obróbce.

Obróbkę przeprowadzono na tokarce uniwersalnej C11. Prowadzone badania dotyczyły obróbki toczeniem. Podczas skrawania stosowano emulsję obróbkową ESTRAMET 575 MG firmy Oemeta. Zastosowano 8 %-towe stężenie emulsji obróbczej.

Jako narzędzie wykorzystano nóż prawy prosty z płytą węglkową firmy Scudas typ 6373 16x16 P20 odpowiadający 4971 wg DIN. Zastosowano różne wartości kątów natarcia, mianowicie: $\gamma=0^\circ$, $\gamma=15^\circ$, $\gamma=30^\circ$.

Do pomiaru sił zastosowany został siłomierz firmy Kistler 9257B i wzmacniacz 5017B. Siłomierz ten pozwala mierzyć siły w zakresie (-5 kN do +5kN).

Do pomiaru chropowatości obrobionych powierzchni wykorzystano profilografometr Surtronic3+, firmy Taylor–Hobson.

Przy próbie toczenia zastosowano przedziały parametrów: $a_p=(1-4)$ mm, $f=(0,1-0,4)$ mm/obr, $v_c=(151-421)$ m/min.

4. WYNIKI BADAŃ

Na podstawie` otrzymanych wyników przedstawiono następujące zależności:

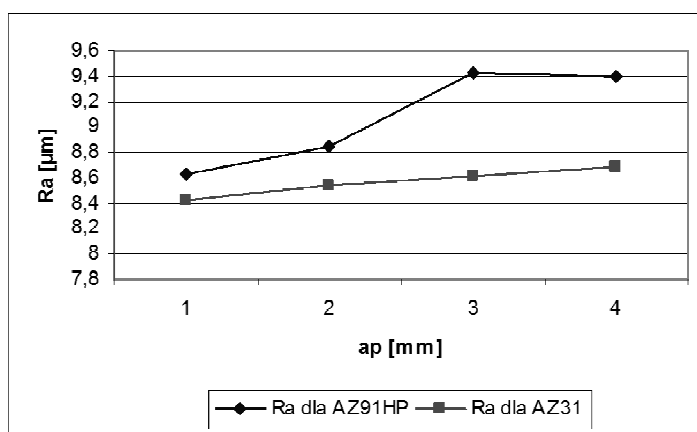
- zależności maksymalnych amplitud składowych sił (F_t , F_p , F_c) w odniesieniu do średniej z 10 maksymalnych wartości sił składowych w funkcji technologicznych parametrów obróbki,

- zależności wybranych parametrów chropowatości w funkcji technologicznych parametrów obróbki.

4.1. Toczenie stopu AZ91HP oraz AZ31

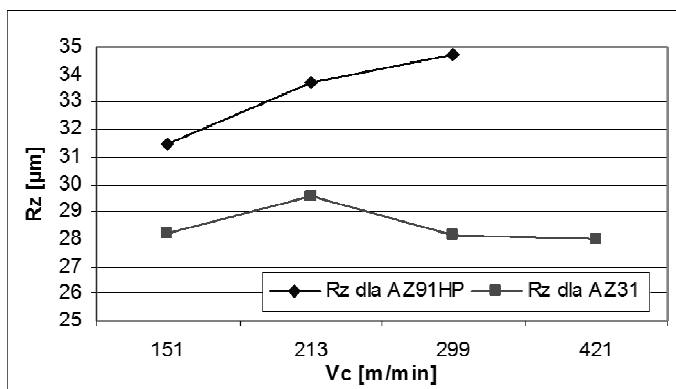
4.1.1. Chropowatość powierzchni

Wzrost głębokości skrawania spowodował wzrost parametrów chropowatości. Zmiany parametru R_a zawierały się w przedziale $1\mu\text{m}$, nie przekraczając wartości $10\mu\text{m}$ dla wszystkich wartości tego parametru. Parametr R_z nie przekroczył wartości $42\mu\text{m}$ dla obu stopów. Na rys. 3 przedstawiono zależność parametru chropowatości R_a od głębokości skrawania a_p . Zarówno w przypadku stopu AZ91HP oraz AZ31 wraz ze wzrostem głębokości skrawania następuje niewielki wzrost chropowatości powierzchni obrobionej. Zależność ta dotyczy obróbki prowadzonej przy użyciu narzędzia o kącie natarcia $\gamma=0^\circ$. Należy jednak podkreślić, że dla stopu AZ31 zmiana ta jest statystycznie nieistotna.



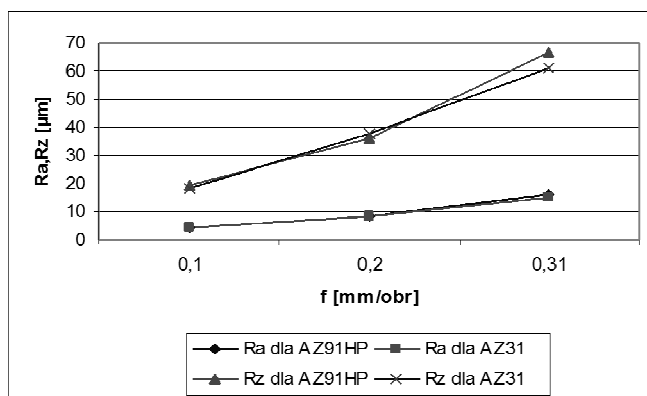
Rys. 3. Wpływ zmiany głębokości skrawania na chropowatość powierzchni; $v_c=213\text{m/min}$, $f=0,2\text{mm/obr}$, $\gamma=0^\circ$

Wpływ prędkości skrawania na parametry chropowatości nie jest jednoznaczny, przy czym wartości parametrów chropowatości nie przekroczyły odpowiednio $10\mu\text{m}$ w przypadku parametru R_a oraz $45\mu\text{m}$ w przypadku parametru R_z .



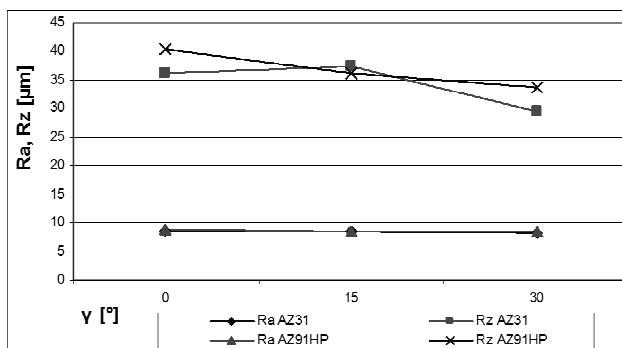
Rys. 4. Wpływ zmiany prędkości skrawania na chropowatość powierzchni; $a_p=2\text{mm}$, $f=0,2\text{mm/obr}$; $\gamma=30^\circ$

We wszystkich przypadkach wzrost wartości posuwu powodował wzrost wartości parametrów chropowatości. W zakresie zmian wartości posuwu $f=(0,1-0,31)\text{mm/obr}$ obserwowano około 4-krotny wzrost wartości parametru R_a w stosunku do wartości wyjściowej wynoszącej ok. $4\mu\text{m}$. Rys. 5 przedstawia zależność parametrów chropowatości powierzchni R_a oraz R_z od posuwu f , dla kąta pochylenia powierzchni natarcia $\gamma=15^\circ$. Wraz ze wzrostem posuwu następuje wzrost parametrów chropowatości, przy czym dla poszczególnych parametrów chropowatości, wartości tych parametrów są zbliżone do siebie dla zastosowanych stopów magnezu.



Rys. 5. Wpływ zmiany posuwu na chropowatość powierzchni; $vc=213\text{m/min}$, $a_p=2\text{mm}$, $\gamma=15^\circ$

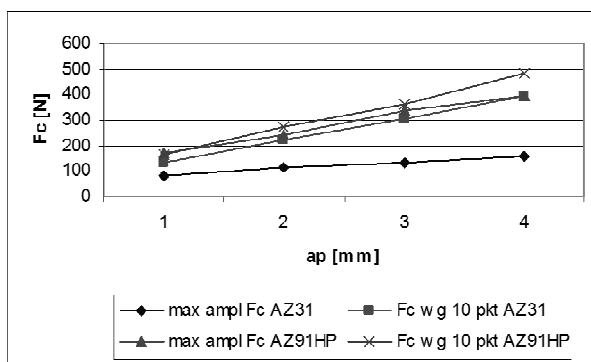
Wzrost wartości kąta natarcia spowodował niewielki spadek wartości parametru R_z , natomiast parametr R_a nie zmienił się znacząco wraz ze wzrostem wartości kąta natarcia γ , co przedstawia rys. 6.



Rys. 6. Wpływ zmiany kąta natarcia γ na wartość parametrów chropowatości R_a oraz R_z ; $v_c=213\text{m/min}$, $a_p=2\text{mm}$, $f=0,2\text{mm/obr}$

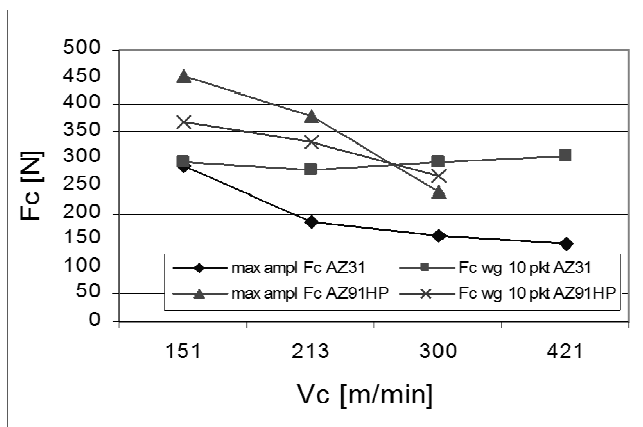
4.1.2. Siły skrawania

Wzrost głębokości skrawania wpływa na wzrost składowych sił skrawania oraz wzrost amplitud tych sił. Największy wzrost wartości siły występuje dla składowej F_c (główna siła skrawania), co przedstawia rys. 7. Przy obróbce stopu AZ91HP występują wyższe wartości składowych sił skrawania niż przy obróbce stopu AZ31. Również amplitudy składowych sił skrawania są wyższe dla stopu odlewniczego AZ91HP niż dla stopu AZ31.

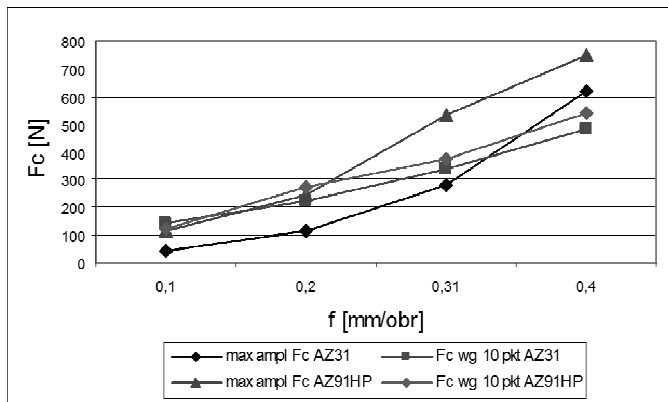


Rys. 7. Wpływ głębokości skrawania a_p na amplitudę oraz wartość siły F_c ; $v_c=213\text{m/min}$, $f=0,2\text{mm/obr}$, $\gamma=30^\circ$

Wzrost prędkości skrawania powoduje spadek amplitud składowych sił skrawania, dla wszystkich wartości kąta natarcia. Rys. 8 przedstawia zależność siły głównej F_c oraz jej amplitudy od prędkości skrawania.



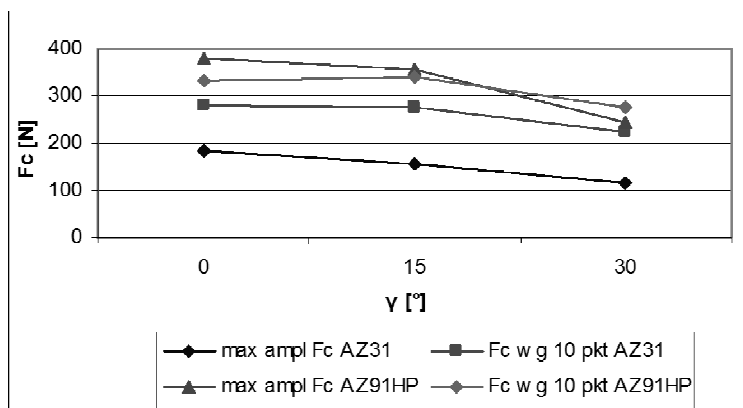
Rys. 8. Wpływ prędkości skrawania v_c na wartość i amplitudę głównej siły skrawania F_c ; $a_p=2\text{mm}$, $f=0,2\text{mm/obr}$, $\gamma=0^\circ$



Rys. 9. Wpływ posuwu f na główną siłę skrawania F_c ; $v_c=213\text{m/min}$, $a_p=2\text{mm}$, $\gamma=30^\circ$

Wraz ze wzrostem posuwu następuje wzrost zarówno wartości amplitud jak i składowych sił skrawania. W większości przypadków wartości składowych sił dla stopu AZ31 są zbliżone do odpowiadających im wartościom składowych sił skrawania dla stopu AZ91HP, a większe różnice dotyczą jedynie wartości amplitud

dla obu tych stopów. Stop AZ91HP charakteryzuje się wyższymi wartościami amplitud sił skrawania w porównaniu do stopu AZ31.



Rys. 10. Wpływ zmiany kąta natarcia γ na wartość głównej siły skrawania F_c ;
 $V_c=213\text{m/min}$, $a_p=2\text{mm}$, $f=0,2\text{mm/obr}$

Z przedstawionej zależności na rys. 10 wynika, że wartość głównej siły skrawania F_c oraz jej amplituda, maleje wraz ze wzrostem wartości kąta natarcia γ . Wpływ ten nie jest niestety jednoznaczny dla wszystkich składowych sił oraz ich amplitud.

5. PODSUMOWANIE ORAZ WNIOSKI

Przeprowadzone badania potwierdzają bardzo dobrą skrawalność stopów magnezu. Podobnie jak w literaturze [12] stop AZ31 posiada lepszą skrawalność od stopu AZ91HP zarówno pod względem jakości powierzchni po obróbce, ale również ze względu na mniejsze siły skrawania oraz ich amplitudy.

Użyta ciecz obróbkowa ogranicza ryzyko zapłonu wiórów magnezowych podczas toczenia.

Zastosowane narzędzia z powodzeniem umożliwiają zgrubną obróbkę wymienionych stopów magnezu. Wybór narzędzi podyktowany był wstępnym charakterem badań. Badania należy rozszerzyć analizując wpływ zmiany kąta natarcia γ na chropowatość powierzchni oraz siły skrawania dla narzędzi przeznaczonych do obróbki wykończeniowej.

6. LITERATURA

- [1] Orman M., Ormanowa Z.: Technologia magnezu i jego stopów. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1965r.
- [2] Fajkiel A., Białobrzęski A., Dudek P., Reguła T.: Nowoczesne stopy oraz metody odlewania magnezu w zastosowaniach motoryzacyjnych. Przegląd Mechaniczny 2009(2), 30-35.
- [3] Oczóś K.E.: Rozszerzenie granic stosowalności stopów magnezu, Mechanik 2009(5-6), 386 – 400.
- [4] Oczóś K.E.: Efektywne skrawanie stopów magnezu, Mechanik 2000(7), 467 – 474.
- [5] Miernik M.: Skrawalność metali, Metody określania i prognozowania, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [6] Barton G., Deinzer G., Baumgart H.: Wybrane zagadnienia wytwarzania i eksploatacji elementów maszyn ze stopu magnezu - Journal of Kones Internal Combustion Engines 2004(11), 1-2.
- [7] Tharumarajah A., Koltun P.: Is there an environmental advantage of using magnesium components for light-weighting cars? Journal of Cleaner Production 2007(15), 1007-1013.
- [8] Heng-Kuang Tsai, Chien-Chin Liao, Fuh-Kuo Chen.: Die design for stamping a notebook case with magnesium alloy sheets. Journal of Materials Processing Technology 2008(201), 247–251.
- [9] Bor-Tsuen Lin, Chun-Chih Kuo: Application of an integrated RE/RP/CAD/CAE/CAM system for magnesium alloy shell of mobile phone 2009(6), 2818-2830.
- [10] Strazzi E., Ferrari Ch.: Low energy consumption and environmental friend process formagnesium anodizing (materiały niepublikowane).
- [11] Dobrzański L. A.: Podstawy nauki o materiałach i metaloznawstwo. WNT Gliwice 2002.
- [12] Zagórski I., Kuczmazewski J.: Badania porównawcze skrawalności stopów magnezu AZ 91 HP i AZ 31. Monografia IV Szkoła Obróbki Skrawaniem, Łódź 2010.
- [13] http://www.markopol.com/odlewy/odlewy_magnezowe.html
- [14] <http://www.ntp.com.pl/>
- [15] http://www.polmag.pl/about_magnesium.php
- [16] Baghni M., Wu Yin-shun, Li Jiu-qing, Zhang Wei: Corrosion behavior of magnesium and magnesium alloy, Trans. Nonferrous Met. Soc. China, 2004(14), 1-10.

- [17] Ostrovsky I., Henn Y.: Present State And Future Of Magnesium Application In Aerospace Industry, International Conference NEW CHALLENGES IN AERONAUTICS, ASTEC'07, August 19-22, 2007, Moscow.
- [18] Piątkowski J., Binczyk F.: Właściwości i zastosowanie odlewniczych stopów Mg-Al. Archiwum Odlewnictwa, 2002(2), PAN Katowice.
- [19] Guhring: Katalog produktów firmy Guhring, 2008.
- [20] Jądrzyk P.: Obróbka stopów magnezu narzędziami firmy MAPAL. Mechanik 2008(3), 186-187.
- [21] Matuszak J., Zaleski K.: Badania chropowatości powierzchni i mikrotwardości warstwy wierzchniej wybranych stopów aluminium i magnezu po obróbce frezowaniem. Monografia IV Szkoła Obróbki Skrawaniem, Łódź 2010.

EXAMINATION OF THE TECHNOLOGICAL PARAMETERS EFFECTS ON MACHINING FORCE AND MACHINED SURFACE ROUGHNESS IN TURNING OF MAGNESIUM ALLOY

In this article the tests results of depth of cut, rate of feed and machining speed effects on machining force and surface roughness were presented in turning processes of AZ31 and AZ91HP magnesium alloys. Machining was performed using point tool made of sintered carbides with different tool rake angles. In this process used machining agent was Estramet 575 MG which is specified for magnesium alloys machining.

Praca realizowana w ramach projektu Nr POIG.0101.02-00-015/08 w Programie Operacyjnym Innowacyjna Gospodarka (POIG). Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.



INNOWACYJNA GOSPODARKA
NARODOWA STRATEGIA SPÓŁNOŚCI



UNIA EUROPEJSKA
EUROPEJSKI FUNDUSZ
ROZWOJU REGIONALNEGO



V. BADANIA PORÓWNAWCZE WYBRANYCH WSKAŹNIKÓW SKRAWALNOŚCI STALI PO OBRÓBCE WIĄZKĄ LASEROWĄ ORAZ FREZOWANIEM

Agnieszka SKOCZYLAS¹, Kazimierz ZALESKI¹

¹Katedra Podstaw Inżynierii Produkcji, Wydział Mechaniczny, Politechnika Lubelska

W artykule przedstawiono wyniki badań chropowatości powierzchni obrobionej i sił występujących w procesie skrawania stali C45 po obróbce wiązką laserową oraz frezowaniem. Stwierdzono, że zmiany warstwy wierzchniej spowodowane przecinaniem wiązką laserową wpływają na wskaźniki skrawalności.

1.WSTĘP

Cięcie wiązką laserową jest powszechnie stosowane w wielu dziedzinach przemysłu, np. w przemyśle samochodowym, lotniczym, maszynowym. Największymi zaletami tej obróbki są: wąska szczelina cięcia, duża prędkość cięcia, możliwość cięcia prawie wszystkich gatunków materiałów, możliwość wytwarzania półwyrobów różnego typu, rozmiarów i geometrii, wysoki stopień automatyzacji procesu, elastyczność procesu przy zmianie profilu produkcji oraz prawie bezodpadowa produkcja [1, 4, 5, 11].

W przypadku zastosowania technologii cięcia wiązką laserową jako operacji finalnej istotne znaczenie ma chropowatość powierzchni, twardość strefy przy krawędzi cięcia oraz wielkość strefy wpływu ciepła. Należy jednak pamiętać, że wynikowa jakość powierzchni po cięciu jest efektem nałożenia się różnych procesów hydrodynamicznych i termicznych. Złożoność tych procesów sprawia, że prognozowanie właściwości technologicznej warstwy wierzchniej jest zagadnieniem bardzo trudnym [2, 9].

Wcześniejsze badania, opisane w literaturze, wykazały, że wiązka laserowa, jako narzędzie, w sposób termiczny oddziałuje na materiał obrabiany, powodując wytworzenie w okolicach szczeliny cięcia utwardzonej warstwy o grubości kilku dziesiątych milimetra [5, 9, 10, 11].

Na powierzchni cięcia wytwarzają się także charakterystyczne prążki, które powstają, gdyż liniowa prędkość spalania się materiału jest większa od prędkości przemieszczania się wiązki. Przy wzroście prędkości prążki stają się stopniowo szersze i dłuższe, co prowadzi powoli do ich zaniku i prawie płaskiej powierzchni.

Uwzględniając wpływ położenia ogniskowej na częstotliwość występowania prążków można zauważyć, że w miarę zbliżania się ogniska wiązki do górnej powierzchni blachy pojawia się coraz więcej prążków, natomiast wysokość odpowiadających im występow maleje [7, 8, 10, 11].

Analizując chropowatość powierzchni w funkcji parametrów technologicznych procesu i grubości przecinanego materiału można stwierdzić, że wraz ze wzrostem grubości przecinanego materiału zwiększa się chropowatość powierzchni. Wzrost prędkości cięcia oraz ciśnienia gazu, który towarzyszy procesowi, powoduje niewielki wzrost chropowatości powierzchni. Dla powierzchni po cięciu wiązką laserową można wyróżnić dwie charakterystyczne strefy o różnej chropowatości: strefę wejścia wiązki laserowej w przedmiot obrabiany o niskiej chropowatości i strefę wyjścia o wyższej chropowatości [3, 6, 8, 9].

W dotychczasowych rozważaniach na temat wpływu mocy lasera i ciśnienia gazu na chropowatość powierzchni cięcia zauważono niewielki wzrost chropowatości przy wzroście obu tych parametrów. Można to wyjaśnić wzrostem energii, powodującej topienie i usuwanie materiału z większej głębokości [1].

Dokładność wymiarowo- kształtowa oraz jakość powierzchni przedmiotów wycinanych wiązką laserową często nie spełniają wymagań postawionych przez konstruktora wytwarzanych przedmiotów. Przedmioty takie muszą być zatem poddane obróbce wykończeniowej. Ze względu na utwardzenie warstwy wierzchniej, spowodowane procesem cięcia laserowego, warunki obróbki przedmiotów wycinanych laserem ulegają pogorszeniu. Celem przeprowadzonych badań doświadczalnych była ocena wpływu utwardzenia materiału wskutek oddziaływania wiązki laserowej na siły występujące w procesie frezowania oraz chropowatość obrobionej powierzchni.

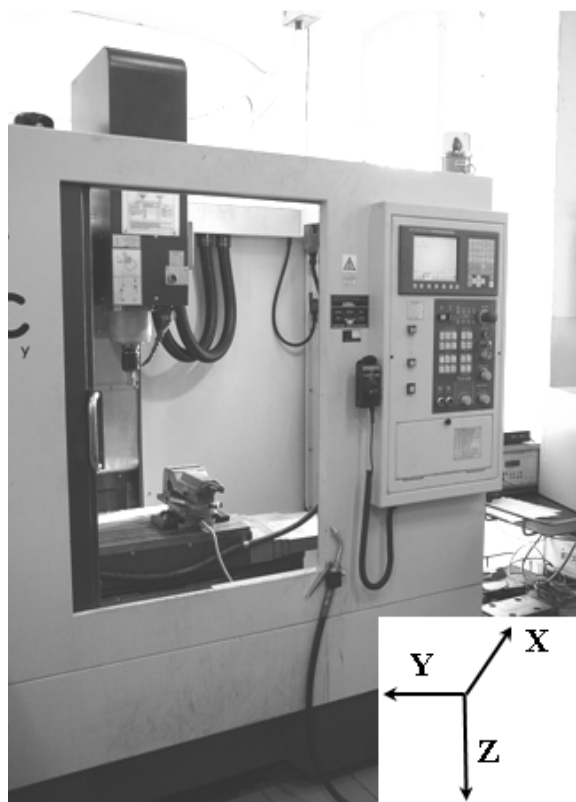
2. METODYKA BADAŃ

W badaniach wykorzystano próbki ze stali C45 (oznaczenie według PN-93/H-84019), które zostały wykonane przy użyciu wycinarki laserowej Trumatic L 4050, firmy Trumf, wyposażonej w laser CO₂ o maksymalnej mocy 5000W. Próbki zostały wycięte na wymiary 20 x 100 x 8 mm. Do zogniskowania wiązki użyto soczewki o ogniskowej 7,5". Jako gaz roboczy został wykorzystany tlen. Próbki zostały wykonane przy zastosowaniu parametrów standardowych podanych w tablicy I.

TABLICA I. Zestaw parametrów wykonania próbek

Nazwa parametru	Wartość parametru
Moc lasera [W]	4800
Częstość impulsowania [Hz]	20 000
Prędkość cięcia [m/min]	2,8
Położenie ogniskowej [mm]	1,0
Ciśnienie gazu roboczego [MPa]	0,07

Następnie powierzchnie po cięciu wiązką laserową poddano frezowaniu, które zostało przeprowadzone na pionowym centrum obróbkowym FV 580a, znajdującym się w Katedrze Podstaw Inżynierii Produkcji Politechniki Lubelskiej. Stanowisko badawcze przedstawione jest na rys. 1. Jako narzędzi użyto frezów firmy Garant o średnicy 25 mm (oznaczenie 21540) z płytkami 215880 APKT10, pokrytych powłoką TiN.



Rys. 1. Zdjęcie stanowiska badawczego

Pomiary chropowatości powierzchni przeprowadzono za pomocą profilografometru laboratoryjnego firmy Taylor- Hobson model Surtronic 3+, wyposażonego w diamentową końcówkę w kształcie pryzmy. Pomiary zostały dokonane na powierzchni po cięciu wiązką laserową prostopadle do kierunku działania promienia oraz na powierzchni po frezowaniu, również prostopadle do śladów obróbki. W związku z wystąpieniem charakterystycznych stref o różnej chropowatości pomiary przeprowadzono w strefie wejścia i wyjścia wiązki w materiał przecinany. Taki sam schemat pomiarów chropowatości przyjęto dla powierzchni frezowanej.

W czasie procesu frezowania dokonano pomiarów składowych sił skrawania w kierunku x, y i z przy wykorzystaniu siłomierza firmy Kistler. Proces frezowania został wykonany przy stałej prędkości skrawania $v_c=160$ m/min. Głębokość skrawania zmieniano $a_p=0,1-0,4$ mm a posuw na ostrze $f_z=0,02-0,11$ mm/ostrze. Procesowi frezowania poddana została warstwa zewnętrzna próbek po cięciu laserowym oraz strefa nie objęta działaniem wiązki laserowej („rdzeń”) z zestawem takich samych parametrów technologicznych.

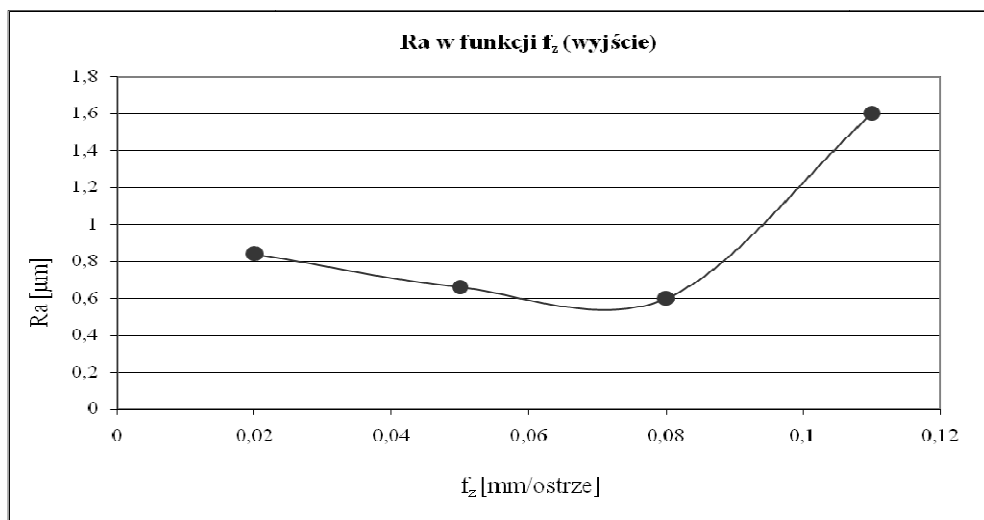
3. WYNIKI BADAŃ

Przed przystąpieniem do prób frezowania dokonano pomiarów chropowatości powierzchni po cięciu wiązką laserową. W tablicy II przedstawiono zbiorcze zestawienie otrzymanych wyników.

TABLICA II. Wyniki pomiarów parametrów chropowatości powierzchni po cięciu laserem

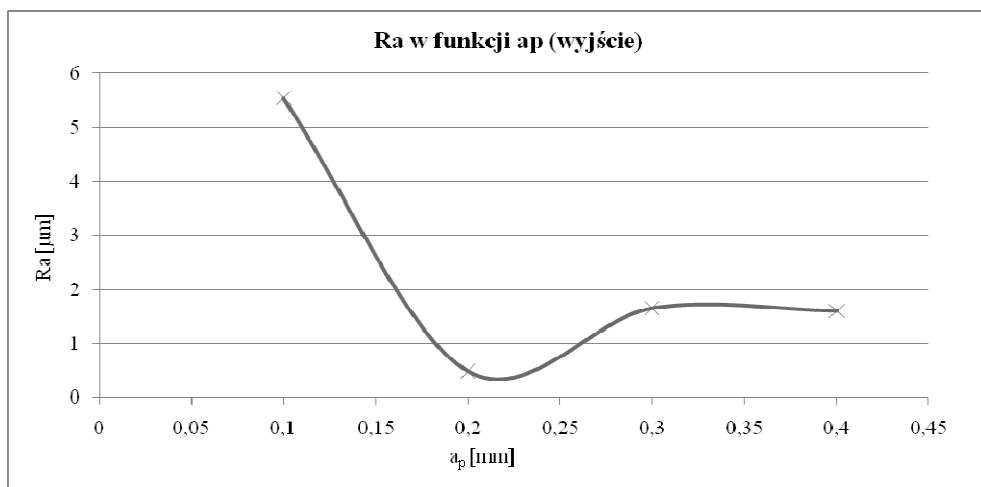
Powierzchnia	Ra [μm]	Rq [μm]	Rz [μm]	Rt [μm]	RSm [μm]
przy wejściu promienia	1,33	1,78	6,95	11,23	310,60
przy wyjściu promienia	6,32	7,95	76,3	40,93	369,95

Po przeprowadzonej próbie frezowania oraz pomiarze chropowatości otrzymano wyniki, które zostały poddane analizie w aspekcie zastosowanej głębokości skrawania oraz posuwu na ostrze. Na rysunku 2 przedstawiono zależność parametru Ra w funkcji posuwu na ostrze przy stałej wartości głębokości skrawania $a_p=0,4$ mm dla strefy wyjścia wiązki z przedmiotu obrabianego. Analizując otrzymane wyniki, można zauważyć, że wzrost posuwu na ostrze prowadzi do spadku wartości parametru Ra, potem natomiast następuje wzrost chropowatości powierzchni. Wartość minimalna parametru Ra zostaje osiągnięta dla posuwu $f_z=0,05-0,08$ mm/ostrze. Uzyskane wartości Ra są mniejsze o 75%-90% niż dla powierzchni po cięciu wiązką laserową



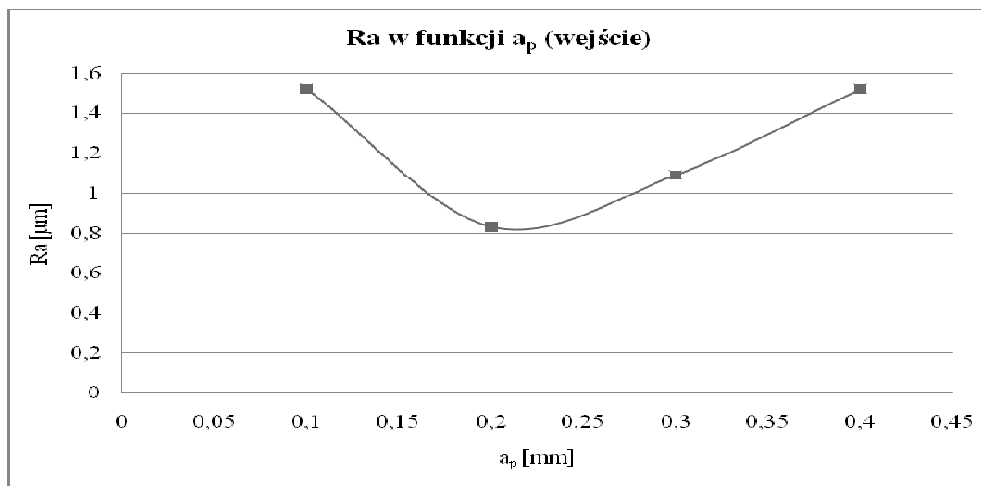
Rys. 2. Parametr R_a w funkcji f_z dla strefy wyjścia promienia

Rozpatrując parametr R_a w funkcji głębokości skrawania a_p przy stałym posuwie $f_z = 0,11$ mm/strze można zauważyć, że najpierw występuje spadek a potem niewielki wzrost wartości chropowatości powierzchni (rys. 3). Dla głębokości skrawania $a_p = 0,2$ mm zauważalne jest minimum chropowatości powierzchni. Dla głębokości skrawania ok. 0,1 mm stwierdzono największą wartość chropowatości. Spowodowane jest to tym, że nie została całkowicie usunięta warstwa z charakterystycznymi rowkami. Wynika to z ukosowania próbki ku dolnej krawędzi, albo ze zbyt dużej głębokością prążków powstałych w wyniku cięcia laserem na powierzchni obrabianej.



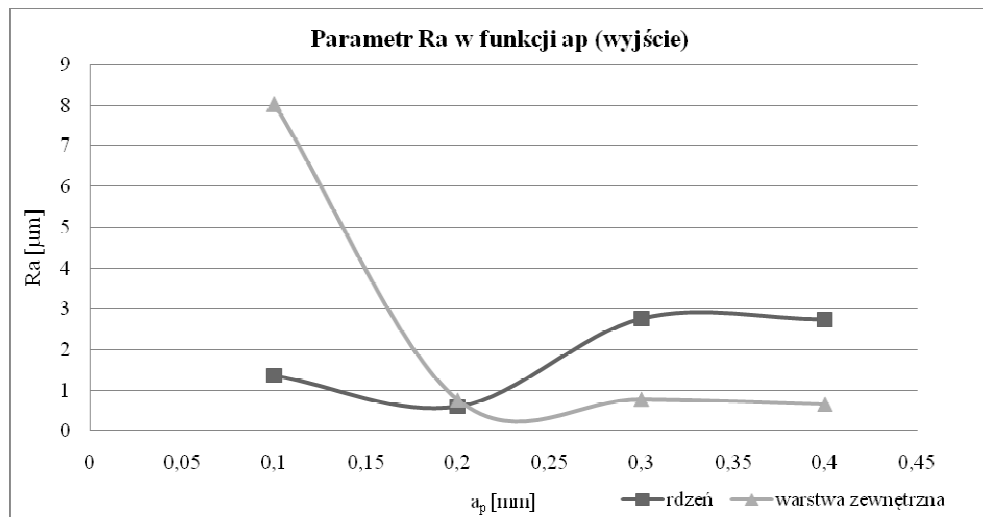
Rys. 3. Parametr R_a w funkcji a_p dla strefy wyjścia promienia

Rozpatrując parametr R_a w funkcji głębokości skrawania przy stałym posuwie $f_z = 0,11$ mm/ostrze dla strefy wejścia (rys. 4), można zauważyć, że dla małej głębokości skrawania występuje niedoskrawanie warstwy z charakterystycznymi prążkami, co powoduje wzrost parametru R_a . Wraz ze zwiększaniem się głębokości skrawania następuje niewielki wzrost chropowatości powierzchni.



Rys. 4. Parametr R_a w funkcji a_p dla strefy wejścia promienia

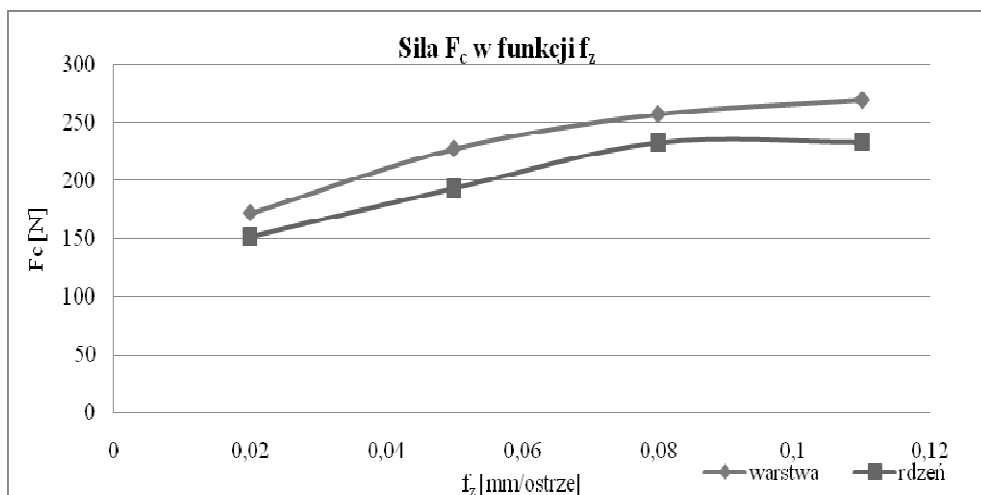
Na rysunku 5 przedstawiono wartości parametru R_a w funkcji głębokości skrawania dla powierzchni po frezowaniu warstwy zewnętrznej oraz po frezowaniu rdzenia. Krzywa dla warstwy zewnętrznej ma tendencję spadkową, co można wytłumaczyć pozostaniem prążków po cięciu laserowym podczas frezowania z małą głębokością skrawania. W przypadku skrawania rdzenia widoczny jest niewielki wzrost wartości R_a , co może być związane ze zwiększeniem się sił skrawania w miarę wzrostu głębokości skrawania.



Rys. 5. Parametr R_a w funkcji a_p dla warstwy zewnętrznej po przecinaniu laserem oraz rdzenia dla strefy wyjścia promienia

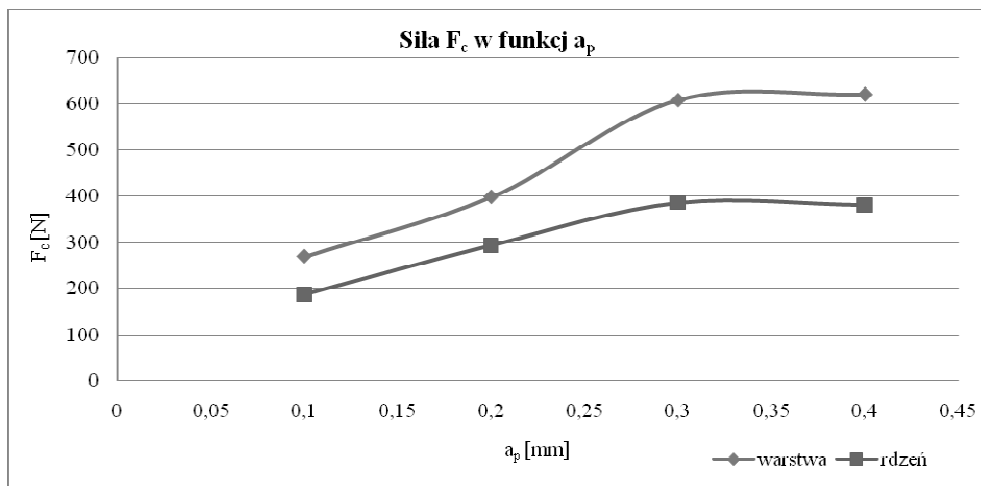
Analizując wartości sił występujących w procesie frezowania pod uwagę została wzięta wartość składowej w kierunku y czyli siła skrawania F_c . Do analizy siły skrawania przyjęto wartości maksymalną oraz wartości amplitudy.

Na rysunku 6 przedstawiono siłę skrawania w funkcji posuwu na ostrze przy stałej wartości $a_p = 0,1$ mm dla warstwy zewnętrznej oraz rdzenia. Siła skrawania F_c wraz ze wzrostem posuwu wzrasta. Wartości siły F_c podczas obróbki warstwy zewnętrznej są o 20 ÷ 25% większe od siły podczas obróbki rdzenia. Można to wyjaśnić utwardzeniem warstwy wierzchniej w czasie cięcia laserem.



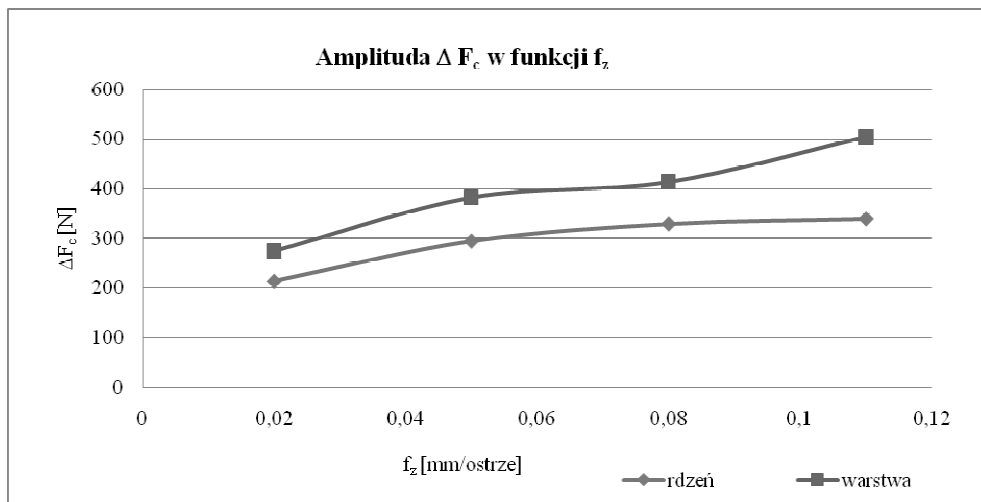
Rys. 6. Siła skrawania F_c w funkcji posuwu na ostrze f_z

Na rysunku 7 przedstawiono siłę skrawania F_c w funkcji głębokości skrawania a_p , przy stałym posuwie na ostrze $f_z=0,11$ mm/ostrze. Wraz ze wzrostem głębokości skrawania wzrasta wartość siły skrawania F_c zarówno dla warstwy zewnętrznej jak i rdzenia. Siła skrawania dla warstwy zewnętrznej jest o około 30% większa niż dla rdzenia. Spowodowane jest to skrawaniem warstwy utwardzonej, która wytworzyła się wskutek oddziaływania wiązki laserowej.



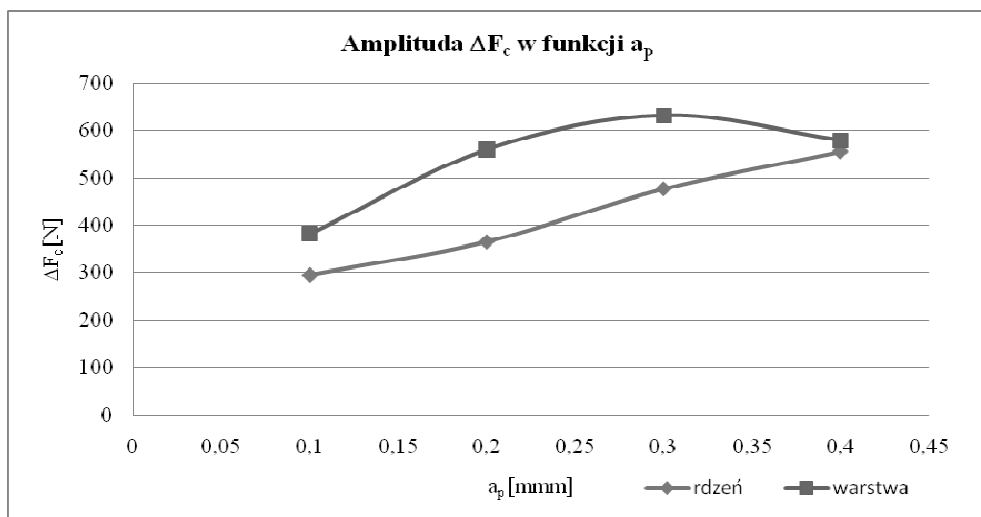
Rys. 7. Siła skrawania F_c w funkcji głębokości skrawania a_p

Na rysunku 8 przedstawiono wartość amplitudy siły skrawania w funkcji posuwu na ostrze przy stałej wartości głębokości skrawania $a_p = 0,1$ mm. Wraz ze wzrostem posuwu następuje wzrost ΔF_c . Wartość amplitudy ΔF_c dla rdzenia jest mniejsza niż dla warstwy zewnętrznej.



Rys. 8. Amplituda siły skrawania ΔF_c w funkcji posuwu na ostrze f_z

Analizując wartość amplitudy siły skrawania ΔF_c w funkcji głębokości skrawania przy stałym posuwie na ostrze (rys. 9), można zauważyć zmienny charakter amplitudy siły skrawania. Występuje zarówno wzrost jak i spadek wartości amplitudy. Zmienny przebieg amplitudy w funkcji głębokości skrawania świadczyć może o występowaniu obszarów pracy bardziej stabilnej, gdzie pojawiły się mniejsze drgania.



Rys. 9. Amplituda siły skrawania ΔF_c w funkcji głębokości skrawania a_p

4. PODSUMOWANIE

Z przeprowadzonych badań wybranych wskaźników skrawalności wynika, że w drodze eksperymentu można znaleźć taki przedział parametrów technologicznych procesu frezowania, który pozwala uzyskać dobrą jakość powierzchni obrobionej.

W wyniku cięcia wiązką laserową uzyskano powierzchnie o zróżnicowanej chropowatości, z charakterystycznymi strefami. Celem obróbki frezowaniem było uzyskanie powierzchni o małej chropowatości, pozbawionej prążków będących następstwem oddziaływania lasera na przedmiot obrabiany.

Przeprowadzając proces frezowania dążono do usunięcia jak najmniejszej głębokości, tak aby pozostawić strefę utwardzoną. Zbyt mała głębokość skrawania nie pozwala usunąć całkowicie warstwy z charakterystycznymi prążkami, czego konsekwencją jest duża chropowatość powierzchni.

Niedoskrawanie powierzchni obrabianej w przypadku małych głębokości skrawania może być spowodowane ukosowaniem próbek badawczych ku dolnej krawędzi lub zbyt dużą głębokością prążków.

Siły skrawania występujące przy frezowaniu powierzchni po cięciu laserowym są większe, niż przy frezowaniu warstwy nie objętej działaniem wiązki laserowej. Różnice spowodowane wystąpieniem strefy utwardzonej.

Amplitudy siły skrawania ΔF_c w niektórych przypadkach przekraczają wartości maksymalne siły skrawania, co może świadczyć o dużej zmienności tych sił.

Zakresem dalszych badań będzie dobór odpowiednich parametrów technologicznych procesu frezowania, które umożliwiłyby uzyskanie możliwie małej chropowatości powierzchni przy zachowaniu warstwy utwardzonej, co przyczyniłoby się do poprawy jakości eksploatacyjnej przedmiotów przecinanych za pomocą wiązki laserowej.

5. LITERATURA

- [1] Abdel Ghany K., Newishy M.: Cutting of 1.2 mm thick austenitic stainless sheet using pulsed and CW Nd: YAG laser. *Journal of Material Processing Technology*, 168 (2005) 438-447.
- [2] Brzozowski A.: Jakość technologiczna warstwy wierzchniej blachy po cięciu laserowym. *Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej. Budowa Maszyn i Zarządzanie Produkcją*. 8 (2008) 13-21.
- [3] Czupryn M., Szulc T.: Wpływ wybranych parametrów cięcia laserowego na jego wynik. *Przegląd Spawalnictwa* 10 (2004) 9-12.
- [4] Danilov V. I., Zuev L. B., Kuznetsova N. I., Malov A. N., Orishich A. M., Formin V. M. and Shulyat' ev V.B.: Specific features of laser cutting of steel sheets and monitoring of sample quality after laser influence. *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics*, Vol. 47, No. 4, pp.608-615, 2006.
- [5] Górka J., Krysta M.: Jakość cięcia stali obrobionej termomechanicznie plazma powietrzną, laserem i strumieniem wody. *Przegląd Spawalnictwa* 8 (2007) 102-106.
- [6] Haduch J., Szczepanik M.: Wpływ wybranych parametrów technologicznych na jakość warstwy wierzchniej blachy OH18N9 po cięciu laserowym. *Mechanika. Kwartalnik AGH*.
- [7] Przetakiewicz W., Kaczmarek S., Pawlata A., Rafa J.: Analiza efektów cięcia blachy ze stali niskowęglowych laserem technologicznym. *Inżynieria Materiałowa* 1 (1993) 16- 22.
- [8] Rajaram N., Sheikh- Ahmad J., Cheraghi S. H.: CO₂ laser cut quality of 4130 steel. *International Journal of Machine Tool & Manufacture*.43 (2003) 351-358.
- [9] Skoczylas A., Zaleski K.: Wpływ parametrów technologicznych cięcia wiązki laserową na wybrane właściwości warstwy wierzchniej stali S235JR. W: *Zastosowanie informatyki w inżynierii produkcji*. red. Świć A. Wyd. Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2009, 82-92.
- [10] Sobih M., Crusoe P. I., Li L.: Striation- free fibre laser cutting of mild steel sheets. *Applied Physics A Material Science & Processing*. 90 (2008) 171-174.

[11] Trela S.: Badania wpływu cięcia laserowego na twardość stali nisko- i średniowęglowych. *Mechanik*, 12 (2004) 877-878.

**THE COMPARATIVE RESEARCH OF SELECTED
MACHINABILITY INDICES OF STEEL AFTER LASER BEAM
MACHINING AND MILLING**

The article presents the results of roughness testing and the forces occurring during the process of C45 steel cutting after laser beam machining and milling. It was concluded that surface layer changes caused by laser beam cutting influence machinability indices.

VI. PĘKANIE PRÓBEK ZE STALI 50CR3 W WARUNKACH OBCIĄŻEŃ ZMĘCZENIOWYCH ORAZ DYNAMICZNYCH

Kazimierz DROZD¹

¹Katedra Inżynierii Materiałowej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Lubelska

W pracy przedstawiono wyniki badań próbek zmęczeniowych przy obciążeniu na zginanie oraz próbek z karbem do badania uszkodzeń przy obciążeniu dynamicznym. Próbkę wykonano z często wykorzystywanej stali sprężynowej o znaku 50Cr3. W wyniku badań uzyskano przełomy ze strefą doraźną o różnej wielkości. Stwierdzono statystycznie istotne zależności pomiędzy charakterem przełomów a wszystkimi badanymi cechami i stosowanymi parametrami obróbki materiału do badań.

1. WPROWADZENIE

Poznanie zależności pomiędzy właściwościami wytrzymałościowymi kształtowanymi w procesie wytwarzania a możliwą propagacją pęknięć ma we współczesnych konstrukcjach podstawowe znaczenie, ponieważ pozwala na zastosowanie elementów o minimalnej masie. Zarówno w literaturze światowej jak i w publikacjach krajowych ocenia się, że na obecnym etapie wiedzy i rozwoju konstrukcji bardziej racjonalne, ze względów techniczno-ekonomicznych, są badania nad poprawą właściwości materiału oraz doskonalenie technologii wytwarzania elementów. Przedmiotem takich badań są również popularne stale sprężynowe, np. krzemowo-chromowe o zawartości węgla około 0,6%. Stale te stosowane są nie tylko na elementy przeznaczone do akumulacji odkształcenia sprężystego lecz również na takie elementy, gdzie ze względu na charakter obciążenia, konieczne jest zastosowanie materiału o dużej wartości stosunku granicy plastyczności do granicy wytrzymałości. [1-5]

W Stanach Zjednoczonych badania stali z gatunku SAE 9254ALFG, o zawężonej tolerancji składu chemicznego, wykazały wytrzymałość doraźną o wartości 2950 MPa [6]. Zwiększenie wytrzymałości doraźnej uzyskuje się poprzez zwiększenie udziału węglików wanadu VC, węgla ϵ i cementytu o postaci (Fe,Cr,V)3C [7]. Obserwuje się również tendencję do zwiększania wytrzymałości przez prowadzenie odpuszczania przy niższej temperaturze [6] oraz stosowanie

stali o większej liczbie pierwiastków stopowych, w tym jako mikrododatki [8-10]. Do wytwarzania niektórych rodzajów sprężyn stosuje się proces nagrzewania indukcyjnego, który umożliwia kilkukrotne zmniejszenie czasu wygrzewania elementów, a więc dekohezji warstwy wierzchniej z powodu oddziaływania wysokiej temperatury pieca [11]. Niektóre z wymienionych wyżej metod zwiększających wytrzymałość doraźną, mają jednocześnie niekorzystny wpływ na wytrzymałość zmęczeniową, dlatego celowe jest prowadzenie badań kompleksowych w celu określenia wpływu technologii na właściwości eksploatacyjne.

Odrębny obszar badań dotyczy stosowania obróbki powierzchniowej na zimno. Ma ona na celu wygenerowanie naprężeń własnych w warstwie wierzchniej, tej która jest narażona na największe naprężenia pochodzące od obciążenia zewnętrznego. Zadowalające efekty, w odniesieniu do właściwości eksploatacyjnych elementów ze stali sprężynowych, przypisuje się obecnie w literaturze śrutowaniu, kulowaniu, przepiężaniu oraz azotowaniu. W przypadku elementów narażonych na ścieranie, korzystne właściwości obserwuje się dla warstw wierzchnich po borowaniu dyfuzyjnym. [3,12,13]

2. MATERIAŁ I METODY

Jako przedmiot badań wybrano często wykorzystywaną stal sprężynową 50Cr3 w postaci płaskowników walcowanych na gorąco. Z materiału tego wykonano próbki do badań wytrzymałości zmęczeniowej i dynamicznej. Próbkę użyto dodatkowo do badania wpływu środowiska pieca hartowniczego podczas austenitizacji na właściwości warstw wierzchnich próbek.

TABLICA 1. Skład chemiczny stali 50Cr3 użytej do wykonania próbek do badań

Próbki do badań	Zawartość pierwiastka [% masy]						
	C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni
zmęczeniowych	0,53	0,46	0,82	0,03	0,03	0,92	0,06
dynamicznych	0,51	0,42	0,80	0,03	0,03	0,94	0,08

Analiza składu chemicznego, przeprowadzona spektrometrem rentgenowskim Philips PW 2400, wykazała występowanie w wymienionych stalach pierwiastków wymienionych w tablicy 1. Wynika z niej, że zawartości siarki w stali są duże i osiągają maksimum dopuszczalne dla stali sprężynowej a zawartości fosforu w stali 50Cr3 są większe niż zalecane 0,02%. Średnia twardość materiału na próbki do badań zmęczeniowych wynosiła 267 HB5/750. Próbkę do badań dynamicznych wykonano z materiału o średniej twardości 270 HB5/750.

2.1. Technologia obróbki

Dla kilku grup próbek zastosowano zabezpieczenie powierzchni próbek przed wpływem środowiska pieca hartowniczego. Do tego celu wykorzystano preparat Durferit Waga, który ma zastosowanie do zabezpieczenia powierzchni stali przed nawęglaniem. Przez zanurzanie próbek w tym preparacie uzyskano powłokę ochronną o grubości w zakresie od 0,2 do 0,3 mm. Jedną serię próbek, przeznaczonych do badań wytrzymałości dynamicznej, austenitzowano do hartowania w atmosferze dwutlenku węgla, który był doprowadzany w nadmiarze do komory pieca.

Obróbkę cieplną próbek prowadzono w piecu elektrycznym muflowym typu LM312.11. Regulację temperatury pieca do obróbki cieplnej próbek prowadzono przy użyciu wbudowanego układu termoregulacyjnego. Dokładność regulacji temperatury pieca w zakresie temperatury prowadzonej austenitzacji wynosiła ± 5 K. Próbkę chłodzono w oleju w sposób ciągły co odpowiada hartowaniu na wskroś w zwykły sposób w celu otrzymania struktury martenzytycznej.

Przewidziano również sprawdzenie struktury i właściwości próbek z badanej stali po hartowaniu izotermicznym. Przygotowane próbki suszono przy temperaturze 533K w czasie kilkudziesięciu sekund w celu usunięcia wilgoci. Następnie prowadzono austenitzację wygrzewając próbki przez czas 240s w soli hartowniczej SH630 zawierającej chlorek baru. Ostatnim zabiegiem było chłodzenie w NaOH przez czas około 600s przy temperaturze 610K. W wyniku tak przeprowadzonej obróbki uzyskano strukturę bainitu dolnego [5].

Bieżącą kontrolę wyników obróbki cieplnej prowadzono poprzez pomiary twardości metodą Rockwella. Twardość próbek przygotowywanych do badań, po hartowaniu i odpuszczaniu, zawierała się w granicach od 400 do 420 HB5/750. Po hartowaniu izotermicznym próbki charakteryzowały się twardością o wartości większej średnio o 10 jednostek w skali HB5/750.

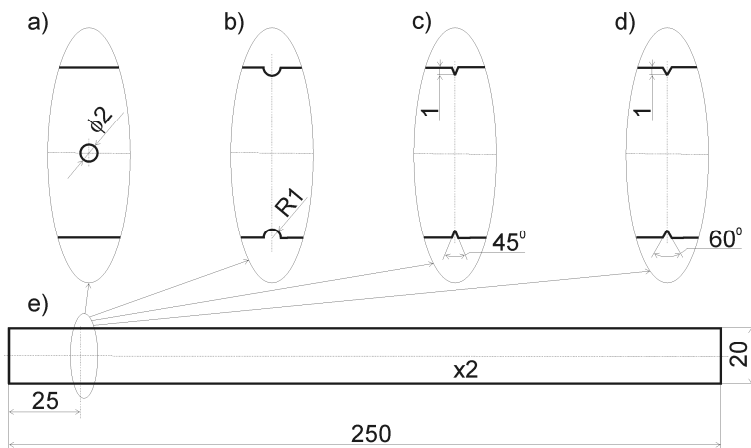
Dla niektórych grup próbek przeprowadzono obróbkę powierzchniową przez nagniatanie metodą wibracyjną oraz kulowanie przy pomocy obrotowej głowicy. W metodzie wibracyjnej zastosowano kulki stalowe o średnicy 5 mm, które stanowiły 15% udziału masowego, i 6,4 mm (reszta). Proces nagniatania wibracyjnego prowadzono przez czas 1200s przy amplitudzie o wartości $2,8^{+0,4}_{-0,2}$ mm i częstotliwości drgań od 24 do 26 Hz. Kulki smarowano mieszaniną oleju napędowego i oleju LAN15.

Do kulowania metodą obrotową zastosowano głowicę z kulkami o średnicy 6 mm. Głowica obracała się z prędkością 1570 rad/s. Podczas kulowania założono wcisk kulek na głębokość 0,2 mm. Głowica wykonywała 15 cykli posuwisto-zwrotnych wzdłuż próbki w czasie 30 s.

Symulację środowiska oddziałującego na warstwy wierzchnie próbek realizowano w komorze solnej. Jako czynnika korozyjnego użyto wodnego roztworu chlorku sodu o stosunku $20:1 \pm 200:1$ i odczynie pH z zakresu od 6,5 do 7,5. Czas ekspozycji symulowanego środowiska korozyjnego na próbki do badań wytrzymałości dynamicznej określono na 48 godzin i 96 godzin, a temperaturę w komorze środowiskowej regulowano w zakresie 303 ± 2 K.

Oddziaływanie środowiska pracy na próbki do badań zmęczeniowych realizowano przez cały czas testu zmęczeniowego. Środowisko pracy w strefie karbu stanowiły pary nasycone czynnika korozyjnego. Czynnikiem korozyjnym była zdemineralizowana woda lub wodny roztwór chlorku sodu.

2.2. Badania zmęczeniowe



Rys. 1. Próbkę do badań zmęczeniowych: a) karb w postaci otworu o średnicy 2mm; b) dwa symetrycznie rozmieszczone karby typu U; c) dwa karby typu V o kącie 45° ; d) dwa karby typu V o kącie 60° ; e) widok próbki – z lewej strony część próbki mocowana w uchwycie

Badania zmęczeniowe wykonano używając co najmniej 3 sztuk próbek dla każdego z 5 poziomów naprężeń średnich. Obliczone wartości posłużyły do aproksymacji funkcji regresji w postaci logarytmicznych zależności pomiędzy liczbą cykli, określającą 50% prawdopodobieństwo zniszczenia, a wartością średnich naprężeń nominalnych w przekroju z karbem próbek, podobnie do algorytmu przedstawionego w literaturze [14].

$$\sigma_a = 9,90 \cdot 10^{-5} \cdot \sigma_m^2 - 1,56 \cdot 10^{-2} \cdot \sigma_m + 131, \quad (1)$$

gdzie: σ_a – amplituda naprężeń w przekroju z karbem [MPa], σ_m – naprężenia średnie w przekroju z karbem [MPa].

TABLICA II. Charakterystyka próbek i warunków badań na stanowisku zmęczeniowym

Wielkość	Oznaczenie	Jednostka	Wartość							
			Karb otwór (rys.1a)		Karb U (rys. 1b)		Karb V45° (rys.1c)		Karb V60° (rys1d)	
			min	max	min	max	min	max	min	max
Promień karbu	ρ	mm	1,0		1,0		0,0		0,0	
Kąt rozwarcia karbu	ψ	rad	–		0,0		0,7854		1,0472	
Współczynnik kształtu	α_k	–	2,04	2,06	1,43	1,45	1,98	2,02	1,88	1,92
Współczynnik wrażliwości materiału	η_k	–	0,93	0,97	0,93	0,97	0,63	0,68	0,63	0,68
Współczynnik działania karbu (wg Petersona)	β_k	–	1,97	2,03	1,40	1,44	1,62	1,69	1,55	1,63
Granica wytrzymałości	R_m	MPa	1350	1550	1350	1550	1350	1550	1350	1550
Wymiary przekroju próbki	$b_k \times h$	mm	18,0x2,0							
Stan naprężeń w przekroju z karbem	-	-	normalne (pochodzące od zginania)							
Amplituda odkształceń próbki	mm	mm	10,0							
Częstotliwość odkształceń	Hz	Hz	12,5							

Do badań zmęczeniowych użyto zaprojektowanego i wykonanego stanowiska zapewniającego uzyskanie stałej amplitudy odkształcenia o wartości 10 mm. W wykorzystywanym zakresie naprężeń średnich, od 150 do 1500 MPa, zależność amplitudy naprężeń od naprężeń średnich określić z zależności (1).

Badania prowadzono przy częstości wymuszenia o wartości 12,5 Hz z grawitacyjnym chłodzeniem próbek powietrzem. Temperatura próbek podczas badania ustalała się na poziomie około 310 K po wykonaniu przez próbki nie więcej niż 20 tysięcy cykli zmęczeniowych. Kształt i wymiary próbek do badań zmęczeniowych przedstawiono na rys. 1. Charakterystyczne parametry stanowiska

do badań zmęczeniowych i charakterystykę użytych próbek zestawiono w tablicy 2.

Maksymalny błąd bezwzględny wyznaczania naprężeń nominalnych wynosił 57,0 MPa. Wartość ta stanowiła nie więcej niż 3,41% wartości naprężeń generowanych w przekroju z karbem.

2.3. Badania przy obciążeniu dynamicznym

Próbki do badań wytrzymałości dynamicznej wykonano metodami obróbki skrawaniem z uwzględnieniem kierunkowości struktury materiału w stanie dostawy. Zastosowano karb typu U o głębokości 2mm. Zaprogramowano badania, których celem było sprawdzenie odporności na pękanie próbek ze stali 50 Cr3 przy obciążeniach dynamicznych, po modyfikacjach procesu technologicznego. Badania udarności prowadzono z użyciem wahadła o energii nominalnej 147 J i maksymalnej prędkości 5,6 m/s. Temperaturę próbek podczas wykonywania testu regulowano w zakresie 233÷313 K.

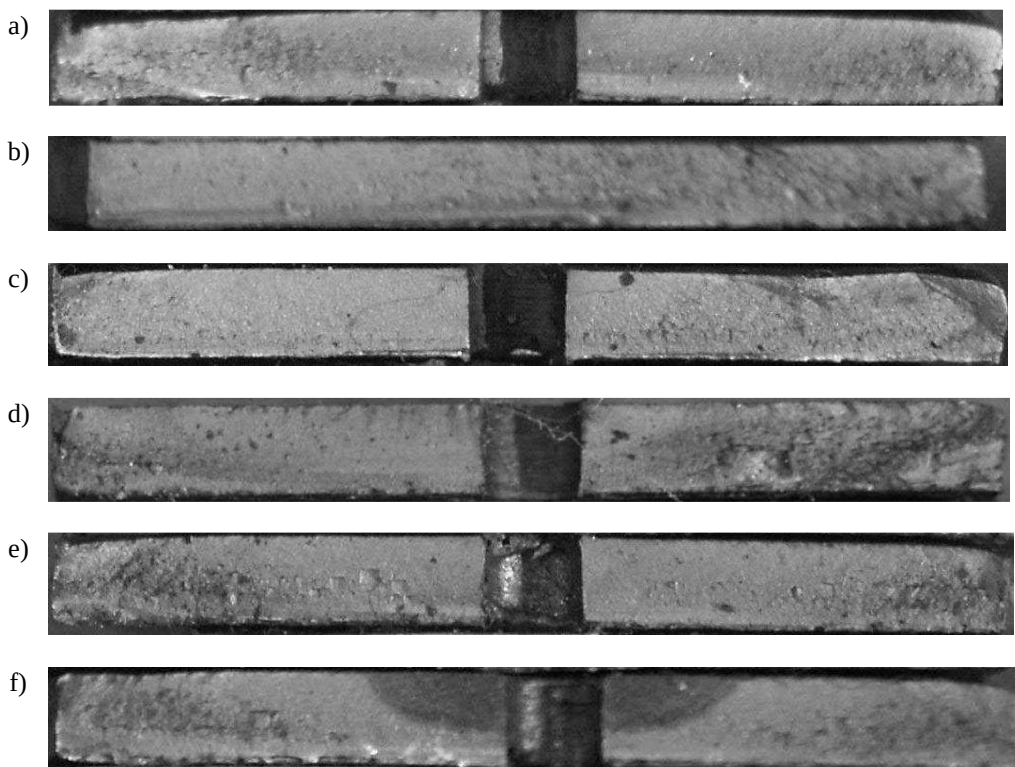
Wytrzymałość dynamiczną określano używając po 3 próbki do badań przy każdej z dziewięciu wartości temperatury. Wykonano badania 6 grup próbek. Wartość udarności wyznaczano jako stosunek energii przełomu do najmniejszego nominalnego pola przekroju materiału w płaszczyźnie wahadła. Maksymalny błąd względny wyznaczania wartości udarności próbek nie przekraczał 4,85% [15].

2.4. Badania fraktograficzne i metalograficzne

Po wykonaniu badań wytrzymałościowych prowadzono badania fraktograficzne przełomów oraz badania metalograficzne mikroskopowe warstw wierzchnich próbek w obszarach uszkodzeń. Badania metalograficzne wykonano z zastosowaniem mikroskopów optycznych Nikon oraz mikroskopu skaningowego Leo 1430VP. Analizę składu chemicznego na powierzchni przełomów i próbek metalograficznych wykonano sondą EDS (energy dispersive spectroscopy), w którą wyposażony był mikroskop skaningowy. Badania fraktograficzne uzyskanych przełomów prowadzono z wykorzystaniem oprogramowania ImagePro Plus.

3. WYNIKI BADAŃ

3.1. Zmiany strukturalne materiału w obszarze przełomów zmęczeniowych



Rys. 2. Struktury przełomów zmęczeniowych próbek: a) po ulepszeniu cieplnym ($\sigma_m=1225\text{MPa}$, $N=4,4\cdot 10^5$); b) z karbem typu U ($\sigma_m=1090\text{MPa}$, $N=6,6\cdot 10^5$); c) po hartowaniu izotermicznym ($\sigma_m=1090\text{MPa}$, $N=2,0\cdot 10^5$); d) z oddziaływaniem H_2O podczas badania ($\sigma_m=240\text{MPa}$, $N=9,3\cdot 10^5$); e) po nagniataniu wibracyjnym ($\sigma_m=1500\text{MPa}$, $N=3,2\cdot 10^5$); f) nagniatane wibracyjnie i badane z oddziaływaniem 5% NaCl ($\sigma_m=660\text{MPa}$, $N=5,3\cdot 10^5$)

Na rys. 2 przedstawiono przykłady przełomów zmęczeniowych uzyskane w wyniku badań próbek. Na wszystkich przełomach ogniska pęknięć znajdowały się w pobliżu karbu. W przypadku próbki z dwoma karbami, umieszczonymi symetrycznie po bokach, obserwowano odrębne ogniska zmęczeniowe dla każdego z karbów (rys. 2b).

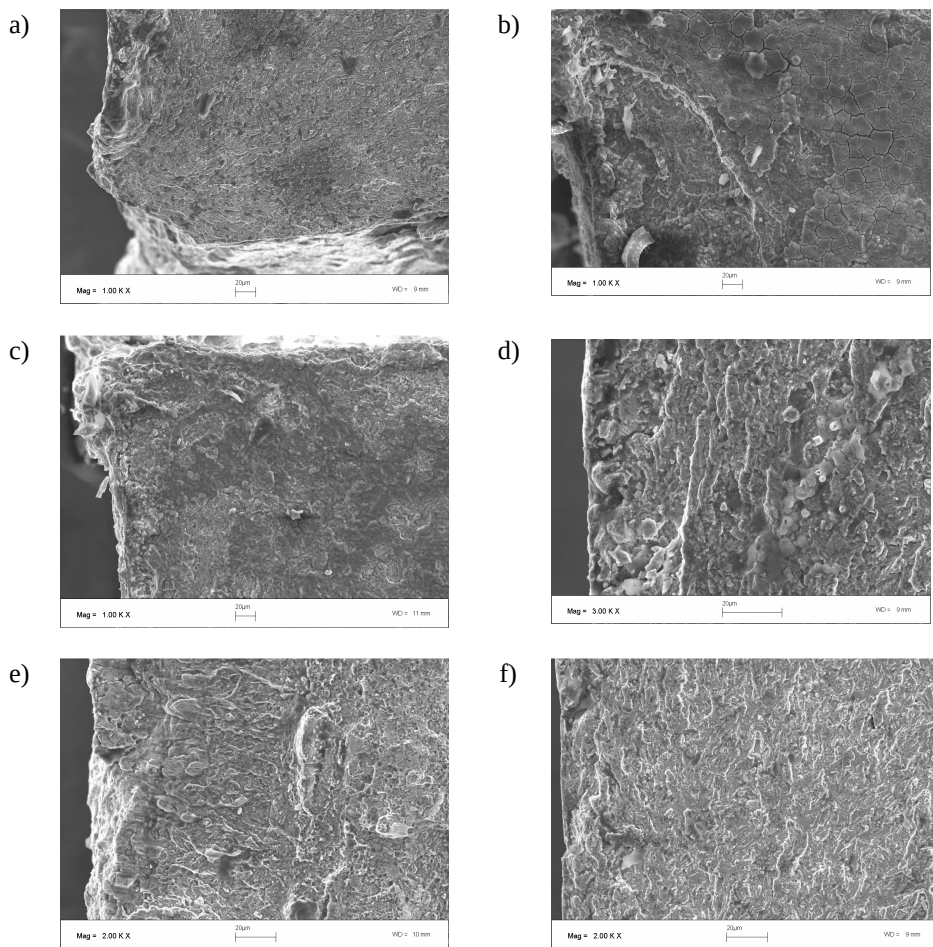
Wyraźne linie przystankowe widoczne były wyłącznie na przełomach próbek badanych w środowisku H₂O (rys. 2d) i NaCl (rys. 2f). Jednocześnie wartość naprężeń nominalnych podczas badania tych próbek była mniejsza. Im większe obciążenie przenosiły badane próbki tym bardziej jednolity wygląd miała powierzchnia przełomu (rys. 2a i c).

Doraźna część przełomu charakteryzowała się bardziej chropowatą powierzchnią, na której można było zaobserwować wyrwania ziaren materiału (rys. 2e). W przypadku próbek badanych przy mniejszych naprężeniach (rys. 2f), w dolnej części przełomu obserwowano strefę resztkową, która uległa uszkodzeniu w końcowym etapie badania.

Ognisko pęknięcia zmęczeniowego próbki ulepszonej cieplnie w warunkach zalecanych przedstawiono na rys. 3a. Znajdowało się ono w warstwie wierzchniej w pobliżu karbu. Próbka badana w środowisku H₂O (rys. 3c) była narażona na oddziaływanie środowiska korozyjnego przez ponad dwukrotnie dłuższy czas niż w przypadku próbek badanych w roztworze NaCl (rys. 3b). Pomimo to produkty korozji występują tylko na części powierzchni przełomu w obszarze ogniska. Roztwór wodny NaCl stanowił bardziej agresywne środowisko.

Mikrofotografie SEM próbek z widocznymi krawędziami, które były rozciągane podczas badania przedstawiono na rys. 3d - 3f. Próbki były badane przy naprężeniach o znacznych wartościach. Na rys. 3d widoczna jest strefa zmęczeniowa przełomu przez powierzchnię zabezpieczoną przed wpływem atmosfery pieca hartowniczego preparatem Durferit. Najbliżej powierzchni zabezpieczonej wyróżnić można uskoki na przełomie. Strefę zmęczeniową w obszarze utwardzonym przez kulowanie przedstawiono na rys. 3f.

Inicjacja przełomów zmęczeniowych próbek po nagniataniu wibracyjnym (rys. 3e) zachodziła na powierzchni materiału co oznacza, że w wyniku nagniatania powstały naprężenia własne na zbyt dużej głębokości. W przypadku zalegania naprężeń własnych na głębokości odpowiedniej, w odniesieniu do wymiarów elementu badanego, ognisko przełomu powinno znajdować się pod powierzchnią próbki. Przyczyny występowania tego zjawiska zostały wyjaśnione w literaturze, np. [16].

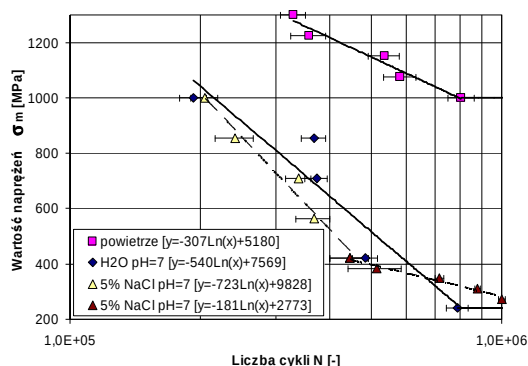


Rys. 3. Mikrofotografie struktury przełamów próbek: a) ognisko zmęczeniowe przy karbie próbki ulepszonej cieplnie ($\sigma_m=1225\text{MPa}$, $N=4,4\cdot 10^5$); b) ognisko zmęczeniowe próbki badanej w środowisku 5% NaCl ($\sigma_m=565\text{MPa}$, $N=4,1\cdot 10^5$); c) ognisko zmęczeniowe próbki badanej w środowisku H_2O ($\sigma_m=240\text{MPa}$, $N=9,3\cdot 10^5$); d) przełam zmęczeniowy próbki ulepszonej cieplnie po zabezpieczeniu powierzchni ($\sigma_m=1150\text{MPa}$, $N=6,5\cdot 10^5$); e) przełomie z warstwą poddawaną nagniataniu wibracyjnemu ($\sigma_m=1500\text{MPa}$, $N=3,2\cdot 10^5$); f) przełomu z warstwą obrabianą przez kulowanie ($\sigma_m=1300\text{MPa}$, $N=4,7\cdot 10^5$)

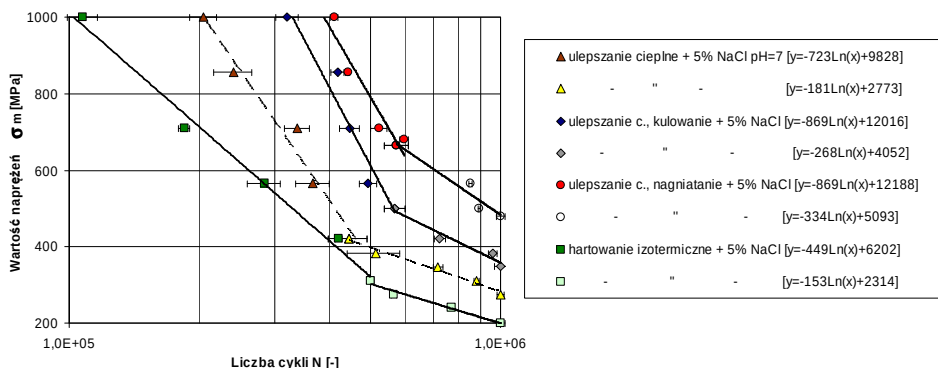
3.2. Badania wytrzymałości zmęczeniowej

Na rys. 4 przedstawiono wykresy zmęczeniowe uzyskane dla próbek wykonanych ze stali 50Cr3, ulepszanych cieplnie a następnie obciążanych

zmęczeniowo, przy czym na warstwy wierzchnie, przez czas badania zmęczeniowego, oddziaływano 5% roztworem pary nasyconej NaCl lub wodą zdemineralizowaną. Dla porównania wykreślono zależność zmęczeniową dla próbek badanych w środowisku powietrza atmosferycznego.



Rys. 4. Wpływ środowiska w strefie karbu na wytrzymałość zmęczeniową próbek



Rys. 5. Wpływ środowiska w strefie karbu na wytrzymałość zmęczeniową próbek obrabianych w różny sposób

Dla próbek badanych z oddziaływaniem 5% NaCl nie wyznaczono naprężeń odpowiadających trwałej wytrzymałości zmęczeniowej, a w zakresie wytrzymałości ograniczonej trwałość tych próbek była najmniejsza niemal w całym zakresie obciążenia podczas badania. Wykres Wöhlera sporządzono z dwóch funkcji logarytmicznych łączących się w punkcie o współrzędnych (445000 cykli; 400 MPa). Trwała wytrzymałość zmęczeniowa próbek badanych w środowisku pary nasyconej H_2O występowała dla naprężeń o wartości 240

MPa, czyli była ponad 4-krotnie mniejsza niż dla próbek badanych w środowisku powietrza. Liczba cykli odpowiadająca granicy zmęczenia dla tych serii była porównywalna i wyniosła około $8 \cdot 10^5$.

Oddziaływanie środowiska pary wodnej na materiał 50Cr3 nie spowodowało istotnej zmiany liczby cykli zmęzeniowych odpowiadających granicy zmęczenia ($8 \cdot 10^5$ cykli), w porównaniu z badaniem tego materiału w warunkach atmosferycznych. Zmienił się przebieg wykresu zmęzeniowego (współczynnik kierunkowy oraz przesunięcie wykresu), w zakresie ograniczonej trwałości zmęzeniowej, w kierunku mniejszej liczby cykli zmęzeniowych. Półki obrabiane cieplnie w różny sposób oraz poddawane obróbce powierzchniowej na zimno badano pod kątem odporności korozyjnej w warunkach obciążeń zmęzeniowych. Środowisko korozyjne stanowiły pary nasycone 5% wodnego roztworu NaCl. Wykresy zmęzeniowe dla tych grup próbek przedstawiono na rys. 5. Dla wszystkich zależności wyznaczono silną korelację ujemną, o wartości maksymalnej $-0,95$, pomiędzy wartością naprężeń średnich a liczbą cykli zmęzeniowych odpowiadającą 50% prawdopodobieństwu uszkodzenia próbek.

Dla zależności przedstawionych na rys. 5 nie można wyznaczyć wartości trwałej wytrzymałości zmęzeniowej ponieważ wykresy, w układzie półlogarytmicznym, dla większej liczby cykli nie mają odcinka poziomego. Największą trwałość zmęzeniową w środowisku korozyjnym miały próbki ulepszone cieplnie i nagniatane wibracyjnie. Kolejne, pod względem trwałości zmęzeniowej były próbki poddawane nagniataniu obrotową głowicą, a następnie - klasycznie ulepszone cieplnie. Najmniejszą trwałością charakteryzowały się próbki hartowane izotermicznie i poddawane oddziaływaniu środowiska roztworu NaCl w czasie trwania badania zmęzeniowego. Punkt przegięcia wykresów zmęzeniowych występował przy liczbie cykli $4,45 \cdot 10^5$ (dla próbek ulepszanych cieplnie), $5,0 \cdot 10^5$ (dla próbek po hartowaniu izotermicznym) i $5,7 \cdot 10^5$ w przypadku próbek po dodatkowej obróbce powierzchniowej na zimno.

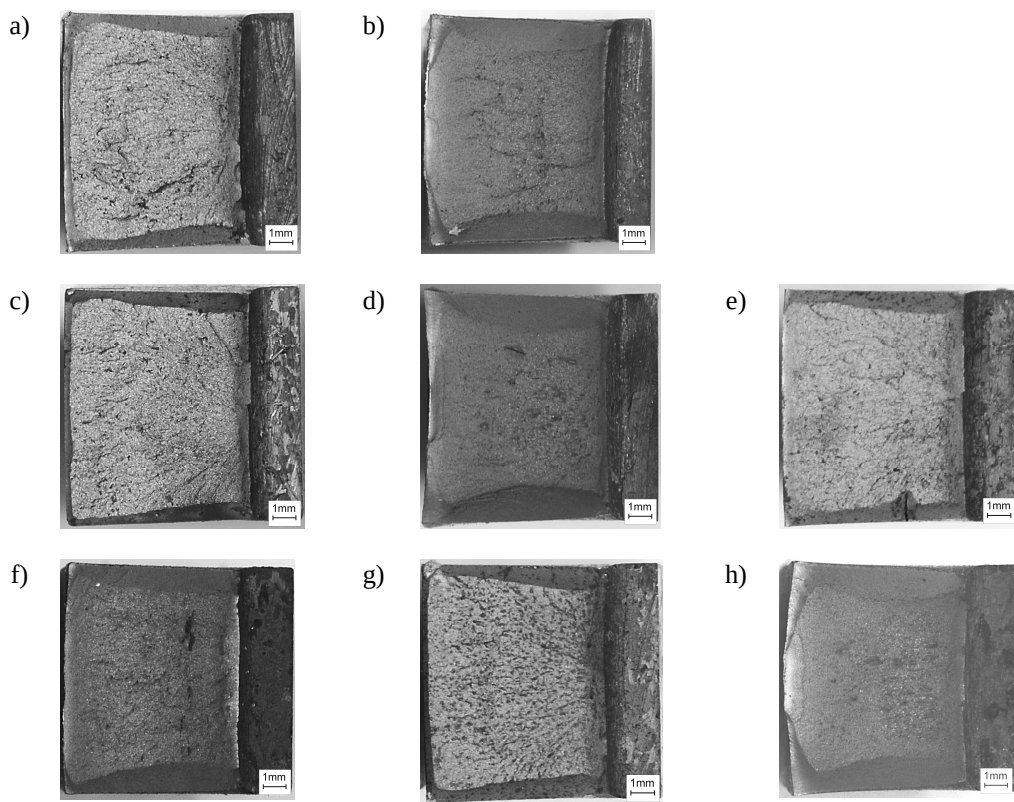
Z położenia wykresów na rys. 5 można wnioskować, że zastosowanie obróbki powierzchniowej na zimno może istotnie zwiększyć trwałość zmęzeniową materiału na sprężyny pracujące w środowisku korozyjnym. Dla próbek badanych przy naprężeniach odpowiadających ograniczonej trwałości zmęzeniowej, po obróbce powierzchniowej wartość naprężeń nominalnych powodujących uszkodzenie próbek może być nawet dwukrotnie większa niż dla próbek badanych po zastosowaniu wyłącznie obróbki cieplnej. Bardziej korzystne właściwości uzyskano dla próbek nagniatanych wibracyjnie. Jest to związane z faktem, że czas trwania tej obróbki był 40 razy większy niż w przypadku kulowania. Rentgenowskie badania naprężeń własnych potwierdziły różne właściwości warstwy wierzchniej w zależności od przeprowadzonej obróbki powierzchniowej. Średnia wartość naprężeń w próbkach obrabianych przy pomocy

głowicy do kulowania wyniosła -789 MPa. W przypadku próbek nagniatanych naprężenia ściskające w warstwie wierzchniej miały średnio wartość -1118 MPa. Wygenerowanie naprężeń własnych w warstwie wierzchniej badanych próbek spowodowało przesunięcie wykresów zmęzeniowych w kierunku większych wartości naprężeń średnich i jednocześnie większej liczby cykli zmęzeniowych tym bardziej im większa była wartość tych naprężeń.

Wartości współczynników kierunkowych równań regresji przedstawionych na rys. 5, świadczą o tym, że zmiana położenia punktu granicznego na wykresie w kierunku mniejszej liczby cykli (w lewo) i mniejszej wartości naprężeń (w dół) wiązała się ze zmniejszeniem bezwzględnej wartości współczynnika kierunkowego dla funkcji opisującej wykres powyżej punktu przegięcia. Patrząc z drugiej strony można powiedzieć, że zastosowanie dodatkowej obróbki, która powodowała przesunięcie punktu przegięcia w prawo i do góry (w kierunku większej liczby cykli i większej wartości naprężeń nominalnych) wiązała się ze zwiększeniem bezwzględnej wartości współczynnika kierunkowego funkcji regresji dla wykresu leżącego powyżej punktu granicznego. W tym przypadku wykres był bardziej stromy.

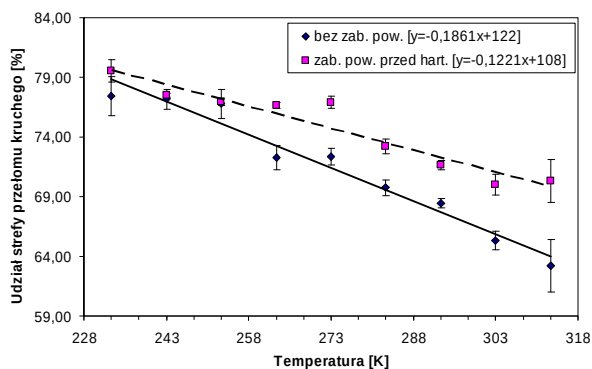
3.3. Przełomy doraźne

Dla próbek ze stali 50Cr3 wykonano badania wytrzymałości na obciążenia dynamiczne. Przełomy uzyskane w wyniku tych badań cechują się różną strukturą, zależną głównie od gatunku stali i temperatury próbek podczas badania. W celu scharakteryzowania przełomów wyznaczono udział strefy przełomu kruchego. W przypadku przechodzenia materiału w stan kruchy granica plastyczności materiału osiąga wartość granicy wytrzymałości i na przełomach nie jest widoczna strefa odkształcenia plastycznego materiału. W takim przypadku udział strefy przełomu kruchego osiąga wartość 100%.



Rys. 6. Struktury przełomów, wykonanych przy temperaturze 243K a), c), e) g); oraz 313K b), d), f), h). Przełomy próbek z powierzchnią podczas hartowania preparatem Durferit oznaczono c) i d). Przełomy próbek odpuszczanych przy temperaturze zmniejszonej do 793K oznaczono e) i f), a przy temperaturze 823K oznaczono g) i h)

Na rys. 6 przedstawiono obrazy przełomów próbek ze stali 50Cr3. Przełomy wykonano przy różnej temperaturze próbek. Zwraca uwagę fakt, że przełomy wykonane przy temperaturze 243K (rys. 6a, c, e, g) charakteryzują się mniejszym odkształceniem niż te wykonane przy temperaturze wyższej (rys. 6b, d, f, h). Wiąże się z tym mniejsza wielkość stref odkształconych oraz odpowiednio większa część, która uległa uszkodzeniu bez odkształceń plastycznych. Podczas badania udarności przy temperaturze 313K (rys. 6b i h) próbki uległy widocznym odkształceniom (zwiększeniu wymiarów) w obszarze przełomu.

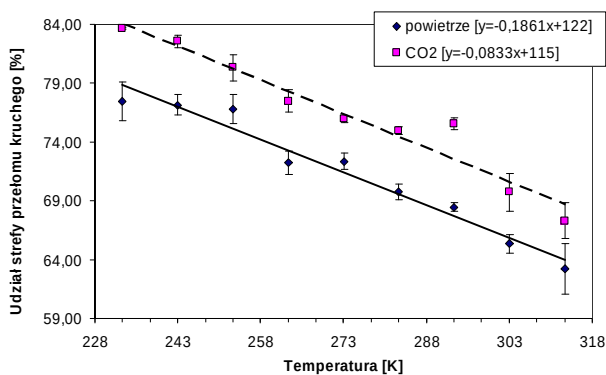


Rys. 7. Średni udział strefy przelomu kruchego dla próbek po zabezpieczeniu powierzchni (oraz bez stosowania takiego zabiegu)

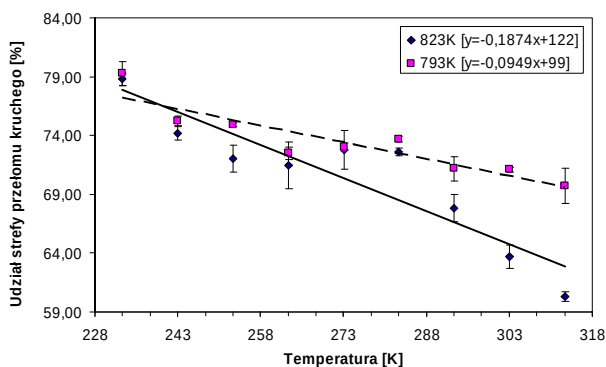
Wyniki analizy udziału strefy przelomu kruchego na przelomach próbek ze stali 50Cr3 przedstawiono na rys. 7 – 10. Udział strefy przelomu kruchego zmieniał się w granicach 59-84%. Niezależnie od rodzaju badanych cech, zwracają uwagę odwrotne zależności funkcyjne pomiędzy temperaturą podczas badania a udziałem strefy przelomu kruchego. Analiza statystyczna rozkładów dystrybuanty, we wszystkich badanych przypadkach, wykazała różnice wystarczające, aby przy poziomie zgodności 0,05 odrzucić hipotezy o braku różnic pomiędzy temperaturą badania a udziałem strefy przelomu kruchego ze względu na badane cechy.

Zależności dla próbek zabezpieczonych przed wpływem atmosfery pieca hartowniczego i bez takiego zabezpieczenia przedstawiono na rys. 7. Przelomy próbek przygotowanych wg pierwszego z tych sposobów (rys. 6c i d), następnie ulepszanych cieplnie, charakteryzowały się większym udziałem strefy przelomu kruchego, średnio do 8% przy temperaturze badania o wartości większej niż normalna. Przy najniższej temperaturze badania wartości udziału strefy przelomu kruchego były porównywalne. Wysunięto wniosek, że zabezpieczenie przed odwęgleniem podczas ulepszania cieplnego spowodowało zwiększenie w warstwie wierzchniej wartości stosunku granicy plastyczności do granicy wytrzymałości. Z punktu widzenia wytrzymałości materiału jest to zmiana korzystna, lecz spowodowała jednocześnie zmniejszenie strefy przelomu, która uległa odkształceniu plastycznemu.

Dla próbek wygrzewanych do hartowania w piecu z atmosferą CO_2 , po odpuszczaniu i badaniu udarności, wystąpiło zwiększenie udziału strefy przelomu kruchego w porównaniu ze strefą dla próbek wygrzewanych w piecu bez regulowanej atmosfery (rys. 8). Różnica wartości udziału jest stała przy całym przedziale temperatury badania i wynosi średnio 5%.

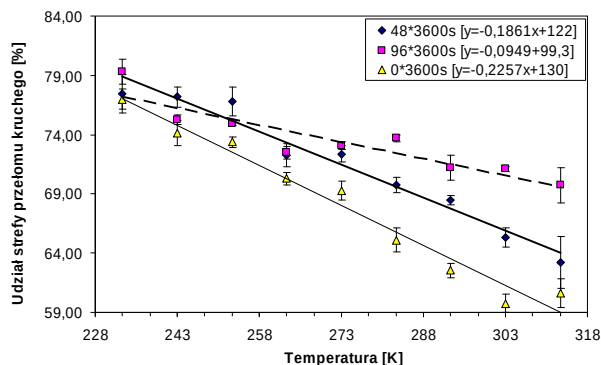


Rys. 8. Wpływ atmosfery pieca hartowniczego na strukturę przelomu



Rys. 9. Wpływ temperatury odpuszczania na strukturę przelomu przy obciążeniu dynamicznym. Próbkę hartowano, odpuszczano, ekspozowano w komorze solnej przez czas 48h i badano

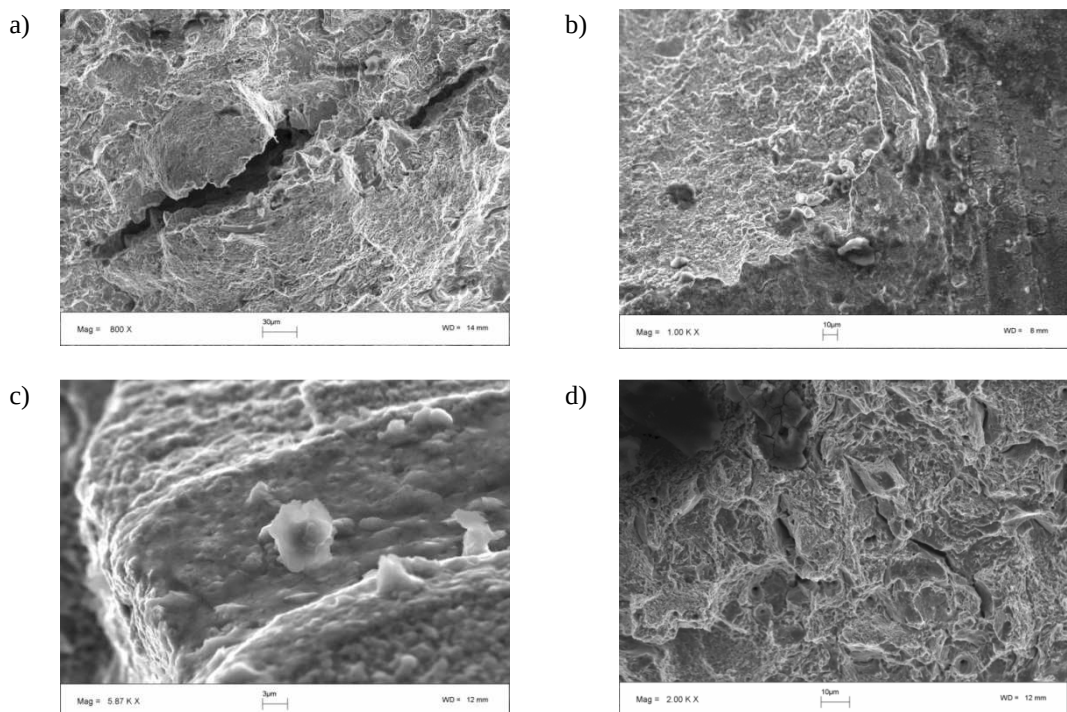
Zmniejszenie temperatury pieca do odpuszczania próbek do 793 K wpłynęło na zwiększenie udziału strefy przelomu kruchego przy największej temperaturze badania (rys. 9, rys. 6e i f). Maksymalna różnica, w porównaniu z wartościami dla próbek odpuszczanych przy temperaturze 823K (rys. 6g i h) osiągnęła 10%. Dla próbek badanych przy najmniejszej temperaturze odsetek udziału strefy przelomu kruchego był taki sam w porównywanych przypadkach.



Rys. 10. Wpływ czasu oddziaływania środowiska korozyjnego na strukturę przełomu uzyskanego przy obciążeniach dynamicznych. Dla próbek ulepszanych cieplnie, (nie) ekspozowanych w komorze solnej przez różny czas i badanych

Wartości udziału strefy przełomu kruchego na próbkach po badaniu wytrzymałości dynamicznej były porównywalne (77-80%) przy najmniejszej temperaturze podczas testu i niezależnie od czasu oddziaływania środowiska solnego na powierzchnię próbek (rys. 10). Przy większej temperaturze podczas badania zmniejszeniu ulegała wielkość strefy przełomu kruchego. Im dłużej próbki ekspozowane w symulowanym środowisku solnym tym mniejsze były różnice w strukturze uzyskanych przełomów. Udział strefy przełomu kruchego o najmniejszej wartości uzyskano dla próbek nie poddawanych oddziaływaniu środowiska solnego. Należy stwierdzić, że dekohezja warstw wierzchnich spowodowana oddziaływaniem środowiska solnego wiązała się ze zmniejszeniem wielkości strefy odkształconej na uzyskanych przełomach.

Potwierdzeniem oceny struktury uzyskanych przełomów były obrazy uzyskane podczas badania mikroskopem skaningowym, których przykłady przedstawiono na rys. 11. Obserwowane przełomy miały charakter transkryystaliczny mieszany (rys. 11a) Na rys 11b widoczna jest krawędź pomiędzy skrzydełkiem a rdzeniem próbki rozdzielająca charakterystyczne typy przełomu. Równolegle do karbu, w jego sąsiedztwie powstały mikropęknięcia o znacznych wymiarach (rys. 11a). Przełom kruchy występował w rdzeniu próbek (rys. 11d). W pobliżu krawędzi próbek, na powierzchni przełomu, obserwowano materiał w różnym stopniu odkształcony (rys. 11c).



Rys. 11. Mikrofotografie SEM struktury materiału na przełamach wykonanych przy temperaturze 263K: a) przełom transkrystaliczny mieszany z mikropęknięciami równoległymi do karbu; b) przełom transkrystaliczny – kruchy w rdzeniu i ciągliwy w skrzydełku oraz krawędź pomiędzy nimi; c) przełom transkrystaliczny plastyczny z uskokami na płaszczyznach poślizgu; d) transkrystaliczny kruchy przełom rdzenia próbki

4. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Przełomy uzyskane w wyniku badań zmęczeniowych mają charakter typowy dla uszkodzeń spowodowanych takiego rodzaju obciążeniami w materiale stali resorowych. Na wszystkich przełamach zmęczeniowych ognisko znajdowało się w pobliżu karbu. W przypadku wszystkich próbek obserwowano dwa ogniska zmęczeniowe. Na powierzchni przełamów, uzyskanych w wyniku badań zmęczeniowych, można wyróżnić różnej wielkości strefy przełomu zmęczeniowego i kruchego. Im większym obciążeniom poddawano próbki, tym trudniej wyróżnić granicę pomiędzy tymi strefami w strukturze przełomu. Wyraźne linie przystankowe widoczne były wyłącznie na przełamach próbek badanych w środowisku pary nasyconej H₂O i NaCl.

Obróbka powierzchniowa na zimno, oprócz zmiany stanu naprężeń w warstwie wierzchniej i zmniejszenia chropowatości powierzchni materiału, powodowała zwiększenie odporności na oddziaływanie środowiska korozyjnego. Warstwa korozyjna nie powstała na powierzchni próbek zmęczeniowych w obszarze o strukturze zmienionej w wyniku obróbki powierzchniowej.

Wykresy zmęczeniowe wykonane dla próbek, na powierzchnię których oddziaływała nasycona para H_2O o odczynie obojętnym różniły się w stosunku do ogólnych zależności zamieszczanych w literaturze. W wyniku badań ustalono, że w takim przypadku występuje część pozioma wykresu zmęczeniowego. Trwała wytrzymałość zmęczeniowa przy przeprowadzonej próbie była jednak ponad czterokrotnie mniejsza niż dla próbek badanych na powietrzu atmosferycznym. Dla obu badanych materiałów graniczna trwałość zmęczeniowa była porównywalna dla próbek badanych w powietrzu atmosferycznym oraz w środowisku pary wodnej.

Dla próbek badanych w warunkach oddziaływania pary roztworu chlorku sodu nie można wyznaczyć trwałej wytrzymałości zmęczeniowej dla wszystkich zastosowanych sposobów obróbki próbek. Oddziaływanie środowiska $NaCl$ na powierzchnię próbek, niezależnie od sposobu ich obróbki, przy przeprowadzonej próbie zmęczeniowej powodowało zarówno zmniejszenie trwałości próbek jak i zmniejszenie wytrzymałości zmęczeniowej. Wykresy zmęczeniowe uzyskane dla próbek, na których powierzchnię oddziaływano 5% roztworem $NaCl$ nie mają charakterystycznej części poziomej. Eksploatacja elementów z materiału $50Cr3$ w warunkach oddziaływania roztworów chlorku sodu powoduje znaczne zmniejszenie ich trwałości, szczególnie w porównaniu z warunkami odpowiadającymi pracy na powietrzu.

Struktura uzyskana po hartowaniu izotermicznym charakteryzuje się mniej korzystnymi właściwościami zmęczeniowymi w symulowanych warunkach korozyjnych niż struktury uzyskane po hartowaniu zwykłym i odpuszczaniu. Korzystne właściwości wytrzymałościowe uzyskano dla próbek, które były zabezpieczone przed odwęgleniem zanim przeprowadzono austenityzację. Tak przygotowane próbki charakteryzowały się większą trwałością zmęczeniową, w badanych warunkach, niż próbki hartowane tradycyjnie i poddawane kulowaniu przy użyciu obrotowej głowicy. Kluczowym zagadnieniem do rozwiązania w przypadku kształtowania odpowiedzialnych elementów ze stali $50Cr3$ jest przeprowadzenie obróbki cieplnej w taki sposób, aby wady powierzchniowe (geometryczne i chemiczne) nie powiększały się.

Oceniając udział części kruchej na przełomach próbek wykonanych ze stali $50Cr3$ należy zauważyć dużą plastyczność materiału. Podczas badań przy obciążeniach dynamicznych przy temperaturze wyższej od $270K$ próbki te ulegały znacznym odkształceniom w obszarze przełomu. Dla przełomów tych stwierdzono najmniejszy udział strefy przełomu kruchego obejmujący mniej niż 85%.

Charakterystyczne jest również, że w większości badanych przypadków wartość średniego udziału strefy przełomu kruchego przy temperaturze badania 333K wynosiła 77-80%.

W badanym zakresie temperatury występowało zmniejszanie wartości udziału strefy przełomu kruchego przy obniżaniu temperatury badania, jednak nie zaobserwowano przechodzenia materiału w stan kruchy. Stal 50Cr3 należy ocenić jako odporną na przechodzenie w stan kruchy w badanych warunkach.

Oddziaływanie środowiska solnego powodowało zwiększenie udziału strefy przełomu kruchego w badanych próbkach. Badania wykazały występowanie statystycznie istotnych różnic pomiędzy wartościami udziału strefy przełomu kruchego ze względu na wszystkie badane sposoby przygotowania materiału. Badania mikroskopowe potwierdziły mieszany charakter przełomów uzyskanych w wyniku badań wytrzymałości dynamicznej.

5. LITERATURA

- [1] Bergengren Y., Larsson M., Melander A.: The influence of machining defects and inclusions on the fatigue properties of a hardened spring steel. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 18 (1995), 1071-1087
- [2] Drozd K., Weroński A.: Influence of heat treatment and corrosion atmosphere on surface layer properties of selected spring steels. *Inżynieria Materiałowa*, 140(2004), 713-716
- [3] Nakonieczny A., Mońka G.: Wpływ kulowania na wytrzymałość zmęczeniową stali sprężynowej po oddziaływaniu korozji. *Inżynieria Powierzchni*, 3(2004), 14-19
- [4] Gariboldi E., Nicodemi W., Pellin P., Silva G., Vedani M.: Some case histories of surface finish related failures. *International Journal of Fatigue*, 18(1996), 209-216
- [5] Leda H., Mikołajski E.: Struktura i właściwości bainitu dolnego w stalach ze średnią i wysoką zawartością węgla. *Inżynieria Materiałowa*, 6(1997), 233-237
- [6] McCaflin D., Fatemi A.: Torsional deformation and fatigue of hardened steel including mean stress and stress gradient effects. *International Journal of Fatigue*, 26(2004), 773-784
- [7] Lee C.S., Lee K.A., Li D.M., Yoo S.J., Nam W.J.: Microstructural influence on fatigue properties of a high-strength spring steel. *Materials Science & Engineering*, A241(1998), 30-37
- [8] Nam W.J., Lee C.S., Ban D.Y.: Effects of alloy additions and tempering temperature on the sag resistance of Si-Cr spring steels. *Materials Science and Engineering*. A289(2000), 8-17

- [9] Nie Y., Hui W., Fu W., Weng Y.: Effect of boron on delayed fracture resistance of medium-carbon high strength spring steel. *Journal of Iron and Steel Research*, 14(2007), 53-57
- [10] Ardehali Barani A., Li F., Romano P., Ponge D., Raabe D.: Design of high strength steels by microalloying and thermomechanical treatment. *Materials Science & Engineering*, A463(2007), 138-146
- [11] Ayada M., Inoue K., Tsuji N., Utsunomiya H., Saito Y.: Induction Heating for Spring Steel. *Wire*, 49(1999), 20
- [12] Haś Z., Kosiński K.: Wytrzymałość zmęczeniowa stali sprężynowej 50HS po azotowaniu próżniowym. *Przegląd Mechaniczny*, 23-24(1991), 30
- [13] Li J.B., Liu F.Z., Ji V.: Influence of shot peening on superficial yield strength of spring steel in hard state. *Surface Engineering*, 14(1998), 469-472
- [14] Kocańda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. PWN, Warszawa 1997 r.
- [15] Kuśmiderska B., Meldizon J., Śpiewła E. (red): Podstawy rachunku błędów w pracowni fizycznej. Wyd. Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin 1997 r.
- [16] Budynas R.G.: Advanced Strength and Applied Stress Analysis. McGraw-Hill, Boston 1999 r.

CRACKS OF SPECIMENS FROM 50CR3 STEEL AS A RESULT OF FATIGUE LOAD AND IMPACT LOAD

The results of fatigue tests and impact tests of specimens from 50Cr3 steel are shown in the preset work. There were observed cracks with different portion of brittle area. The ratio of brittle area to all surface of crack depends on the way and conditions of treatment and tests as well.

VII. PROPAGACJA PĘKNIĘĆ ZMĘCZENIOWYCH

Leszek GARDYŃSKI ¹, Aleksander NIEOCZYM ²

¹ Katedra Inżynierii Materiałowej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Lubelska

² Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Lubelska

W artykule przedstawiono opis matematyczny powstawania pęknięć zmęczeniowych w elementach z naciętym gwintem. Opisano wpływ kształtu połączenia gwintowego oraz materiału śruby i nakrętki na prędkość powstawania pęknięcia zmęczeniowego. Rozważania teoretyczne poparte są przykładem pęknięcia śrub mocujących koła bliźniacze w samochodzie ciężarowym. Przeprowadzono analizę metalograficzną przełomów oraz opisano technologię wykonania śrub.

1. PODSTAWY TEORETYCZNE

Obciążenia zmienne w połączeniu śrubowym działające przez odpowiednio długi czas, mogą powodować powstanie szeregu zmian charakterystycznych dla zmęczenia materiałów. Rozwijające się mikropęknięcia łączą się aż do zniszczenia elementu, pracującego w określonych warunkach obciążenia zmiennego. W elemencie takim, ognisko zmęczenia znajduje się z reguły w miejscu największego spiętrzenia naprężeń tj. w strefie dużych zmian przekroju (bruzda gwintu).

Obciążenia zmienne są najczęstszą przyczyną zniszczenia połączeń gwintowych. Podczas obliczeń uproszczonych współczynnik bezpieczeństwa δ wyznaczany jest na podstawie wzoru Serensena:

$$\delta = \frac{Z_r \chi}{\beta \sigma_{na} \gamma + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (1)$$

$$\psi_{\sigma} = \frac{2Z_o - Z_j}{Z_j}, \quad (2)$$

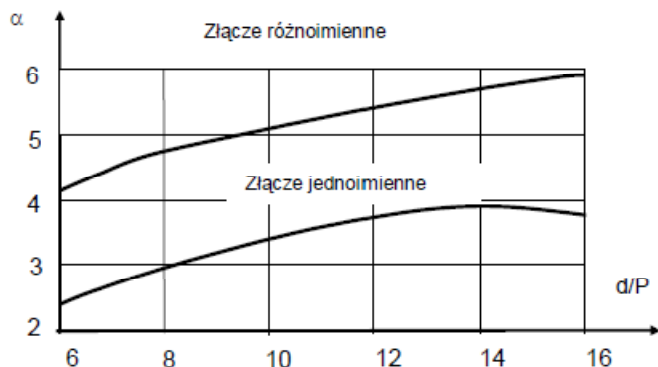
gdzie:

σ_m - naprężenie średnie,

σ_{na} - naprężenie amplitudowe,

ψ_{σ} - współczynnik wrażliwości materiału na asymetrię cyklu.

$Z_{r\chi}$ - granica wytrzymałości zmęczeniowej.



Rys. 1. Wykres zależności współczynnika kształtu śrub α w zależności od stosunku średnicy do skoku gwintu d/P . Złącze różnoimienne – w śrubie i nakrętce powstają naprężenia o innym znaku (rozciąganie i ściskanie), złącze jednoimienne – w śrubie i nakrętce powstają jednakowe naprężenia: ściskające lub rozciągające [6]

W obliczeniach dokładnych należy stosować wzory dedykowane łącznikom gwintowym:

$$\delta = \frac{Z_{rcs}}{\sigma_a + \frac{Z_{rcs}}{R_m} \sigma_m}, \quad (3)$$

$$Z_{rcs} = \frac{Z_{rc}}{k}, \quad (4)$$

$$k = 1 + q(\alpha - 1), \quad (5)$$

gdzie:

Z_{rcs} - granica wytrzymałości zmęczeniowej śruby przy wahadłowym rozciąganiu (ściskaniu),

Z_{rc} - wytrzymałość zmęczeniowa materiału śruby,

k - efektywny współczynnik koncentracji naprężeń,

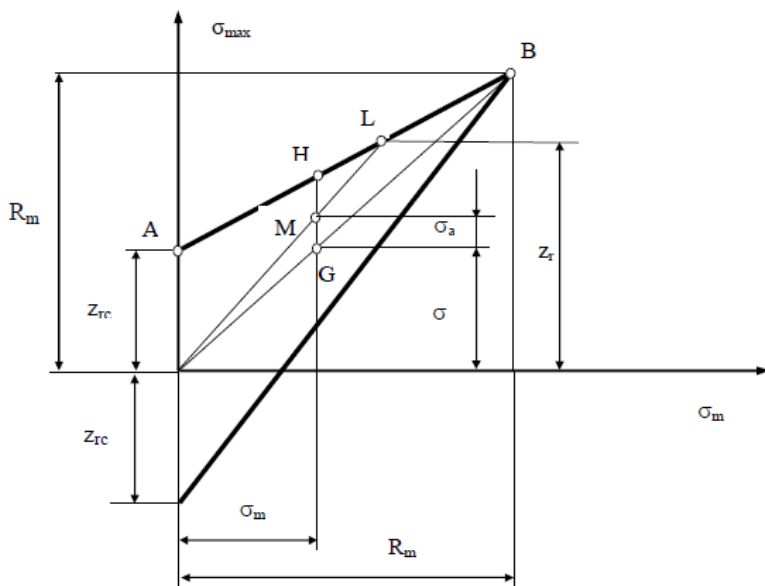
α - współczynnik kształtu zależny od średnicy gwintu, skoku P oraz rodzaju złącza (rys. 1),

q - współczynnik wrażliwości na działanie karbu zależny od materiału śruby;

Współczynnik q przyjmuje wartości:

$q=0.5 \div 0.6$ - stal węglowa,

$q=0.7\div0.8$ - stal stopowa.



Rys. 2. Uproszczony wykres Smitha do obliczeń zmęzeniowych śrub [4]

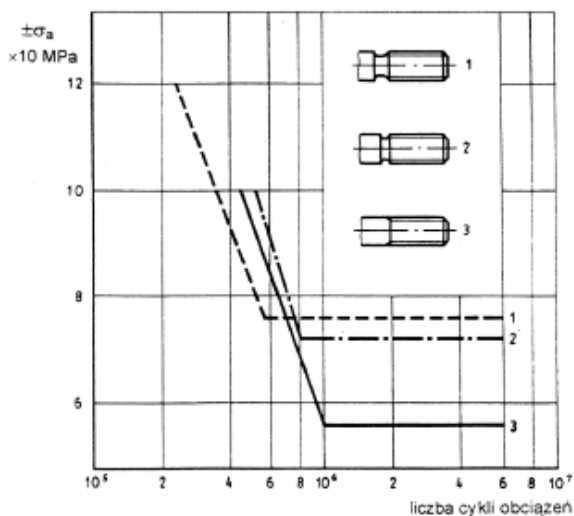
Obliczona ze wzoru (5) wartość współczynnika k dotyczy gwintów nacinanych o średnicach $d < 20$. Dla gwintów walcowanych wartość tę należy zmniejszyć o 10÷30 % dla stali węglowych i o 20÷40 % dla stali stopowych.

Przy dokładnych obliczeniach zmęzeniowych wykorzystuje się wykresy sporządzone na podstawie badań eksperymentalnych np. z uproszczonego wykresu Smitha (rys. 2). Często spotyka się pojęcie nośności połączenia. Nośność to maksymalna dopuszczalna wartość obciążeń zewnętrznych (sił lub momentów), przy których połączenie nie traci trwałej zdolności przenoszenia tych obciążeń, lub maksymalny zakres wartości obciążeń zewnętrznych gwarantujących liniowość stanów połączenia. O nośności połączenia decydują nośności poszczególnych jego elementów, przy czym jego wartość wyznacza najmniejsza nośność (najczęściej śrub).

2. WPŁYW KONSTRUKCJI POŁĄCZENIA GWINTOWEGO NA WYTRZYMAŁOŚĆ PRZY ZMIENNYCH OBCIĄŻENIACH

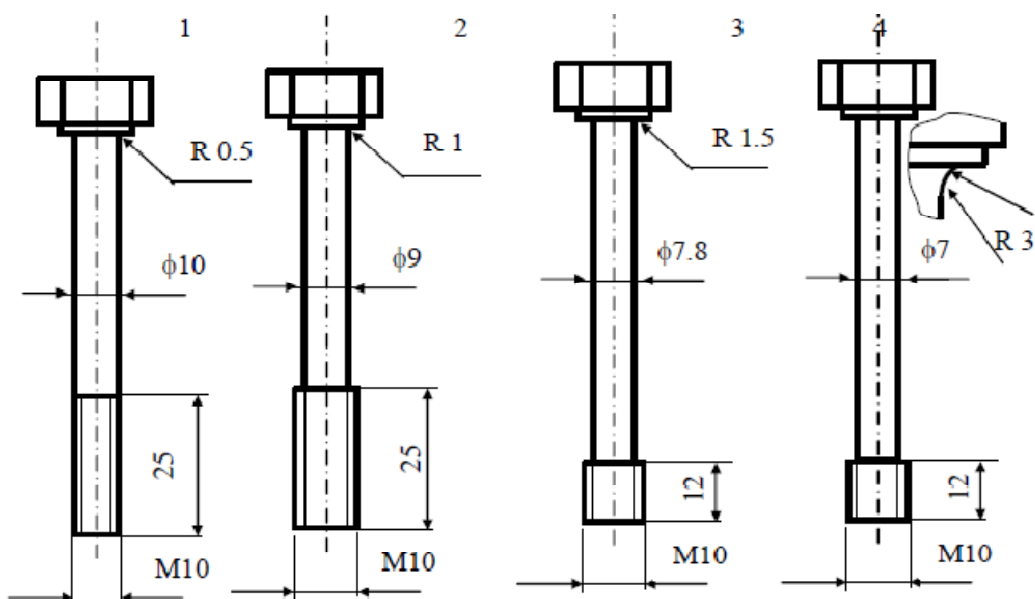
W celu podwyższenia wytrzymałości zmęczeniowej połączenia gwintowego należy dążyć do zmniejszenia naprężeń w śrubie poprzez zwiększenie jej podatności przy równoczesnym zwiększeniu sztywności łączonych elementów. W śrubach podatnych różnicowana jest wielkość gładkiej średnicy trzpienia śruby d_c i części nagwintowanej. Przyjmuje się:

- $d_c/d_3 = 0.8 - 1.05$ - przy obciążeniach zmiennych,
- $d_c/d_3 = 1.05 - 1.15$ - przy obciążeniach statycznych.



Rys. 3. Wytrzymałość zmęczeniowa trzpienia śruby o różnej konstrukcji [4]

Wpływ geometrii przejścia pomiędzy częścią nagwintowaną a gładką trzpienia śruby na wytrzymałość zmęczeniową ilustruje rys. 3. Niebezpiecznym przekrojem jest także przekrój w miejscu połączenia trzpienia z łbem śruby. W odpowiedzialnych konstrukcjach stosuje się eliptyczne przejścia lub zaokrąglenie utworzone poprzez dwa promienie, przy czym większy promień znajduje się przy powierzchni cylindrycznej trzpienia. Przyjmując za punkt odniesienia typową śrubę (rys. 4), przedstawiono wpływ kształtu przejścia na wytrzymałość zmęczeniową.

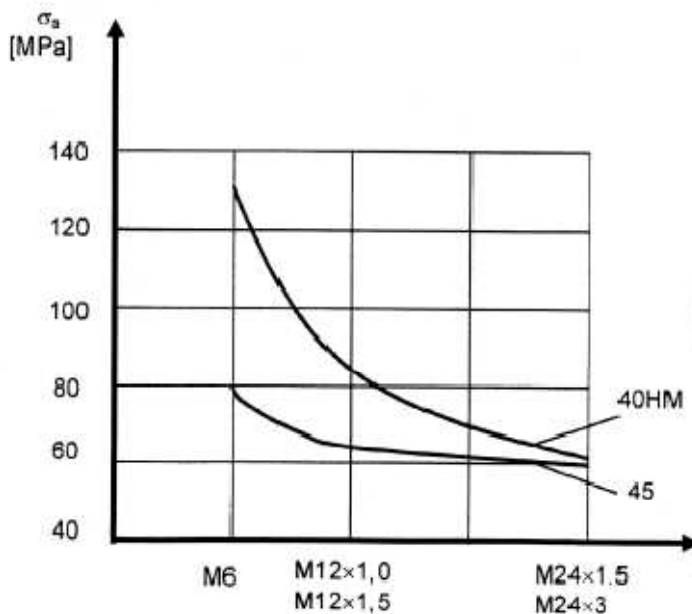


Typ śruby	1	2	3	4
Masa [%]	100	91	76	70
Statyczna wytrzymałość [%]	100	100	87	70
Wytrzymałość zmęczeniowa [%]	100	112	135	162

Rys. 4. Porównanie wytrzymałości śrub wybranej konstrukcji [5, 6]

Zwiększoną wytrzymałość zmęczeniową uzyskujemy poprzez zastosowanie nakrętek zapewniających równomierny rozkład naprężeń. Na podstawie obliczeń teoretycznych przyjęto [4, 6], że zwiększenie wysokości nakrętki o $(0.5 \pm 0.6)d$ nie zwiększa w zauważalny sposób wytrzymałości zmęczeniowej połączenia śruba - nakrętka, przy czym obciążenie na pierwszym zwoju zwiększa się nieznacznie. Zwiększenie wysokości nakrętki od $(0.7 \pm 0.8)d$ do $2d$ zwiększa wytrzymałość zmęczeniową połączenia w zakresie 10 - 15%.

Ponadto gwinty o średnicach $d = (30 - 60)$ posiadają około dwa razy mniejsze wartości wytrzymałości zmęczeniowej w porównaniu z gwintami o średnicach $d = (6 - 16)$ (rys. 5). Wynika to prawdopodobnie z ogólnej prawidłowości pogarszania własności mechanicznych materiału w bardziej masywnym półfabrykacie.



Rys. 5. Zależność wytrzymałości zmęczeniowej od średnicy i skoku gwintu przy różnych materiałach (wysokość nakrętki $H=0.8d$) [4]

3. PEKNIĘCIA ZMĘCZENIOWE ŚRUB MOCUJĄCYCH KOŁO NAPĘDOWE SAMOCHODU

Przedmiotem przeprowadzonych dla zilustrowania zagadnienia badań było osiem urwanych śrub mocujących tylne koło bliźniacze samochodu Star 1142. Na podstawie danych producenta ustalono, że śruby wykonane są ze stali niskostopowej, odpowiadającej składem stali 36HNMA wg PN-98/H-93237. Wytrzymałość doraźna materiału uszkodzonych śrub wynosi ponad 1100 MPa [1].

Stwierdzono, że powstałe przełomy są wynikiem zmęczenia mechanicznego. Zaistnieniu awarii sprzyjała niekorzystna technologia wykonania śrub, w wyniku której w miejscu inicjowania pęknięć, istniały ostre karby geometryczne.

3.1. Wyniki badań makroskopowych

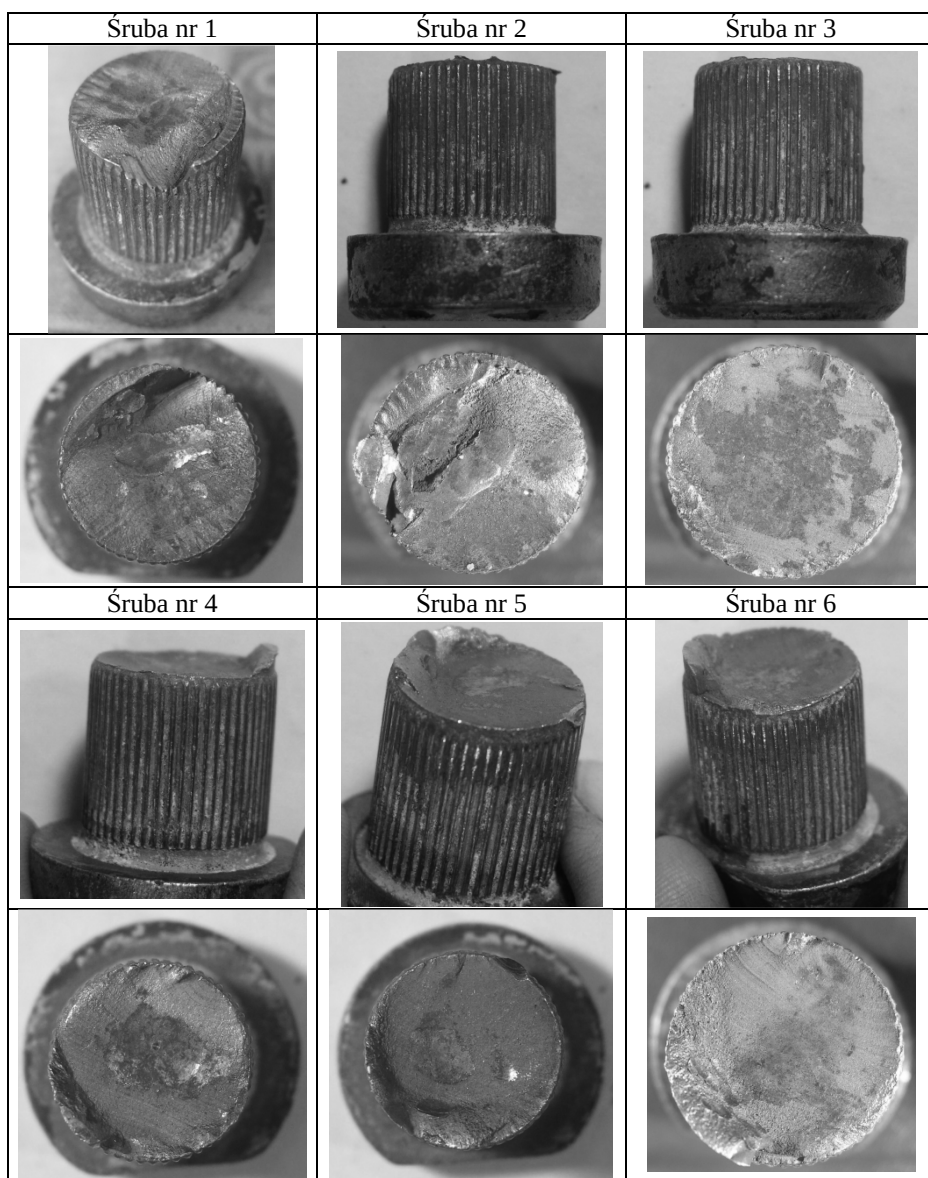
Badania przeprowadzono na fragmentach śrub. Fragmenty stanowią łąby walcowe o średnicy 30 mm, z jednostronnym ścięciem z częścią walcową, z wykonanym wieloklinem zabezpieczającym śrubę przed obrotem w otworze piasty. Na końcu wieloklina, przy przejściu w część walcową, wszystkie śruby były

urwane. Pęknięcia śrub w samochodzie następowały po najechaniu na niewielką nierówność, urwało się tylne koło bliźniacze. Otwory mocujące w tarczach kół były nieuszkodzone, co świadczy o tym, że nakrętki nie były poluzowane.

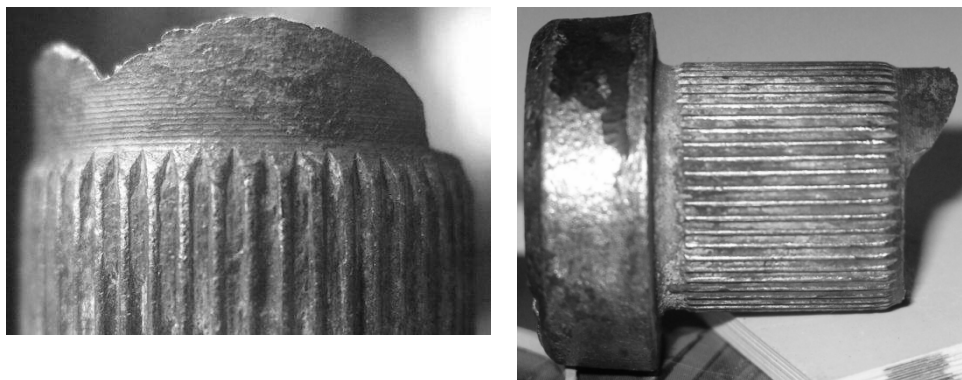
Fotografie wybranych śrub przedstawiono na rys. 6.

Wszystkie przełomy mają charakter zmęczeniowy z jedną dużą strefą zmęczeniową o kształcie prawie płaskim, prostopadłym do osi śrub i w dwu przypadkach drugą o niewielkiej powierzchni. Strefy resztkowe zajmują od ok. 10 do ok. 30 % przekroju przełomów i mają kształt przestrzenny (nachylone do osi śrub pod kątem ok. 45° - płaszczyzna największych naprężeń tnących). Taki kształt przełomów świadczy o przyczynie w postaci zmiennych naprężeń rozciągających (z ew. udziałem zginania) w warunkach występowania karbu oraz niewielkiego obciążenia w stosunku do wytrzymałości przekroju (duży współczynnik bezpieczeństwa). W środkowej strefie przełomów, a w niektórych przypadkach także na brzegach ślady plastycznych odkształceń, powstałych przy wybijaniu uszkodzonych fragmentów śrub z otworów piasty po awarii. Powierzchnia przełomów bez widocznych produktów korozji, co świadczy o ich jednoczesnym lub nieznacznie oddalonym w czasie całkowitym rozdzieleniu (urwaniu), co zależne jest od pory roku i pogody (być może pojazd jakiś czas zjeździł z urywającymi się po kolei śrubami, ale nie było warunków sprzyjających pokryciu odsłoniętych powierzchni przełomów produktami korozji).

Wygląd powierzchni przełomów świadczy także o ich zainicjowaniu i rozwijaniu się w stosunkowo krótkim czasie, trudnym jednak do określenia ze względu na to, że przy dokręconych nakrętkach i dobrym stanie powierzchni tarcz kół, piasty i bębna hamulcowego, woda nie ma dostępu do miejsca powstania przełomów – rys. 7.



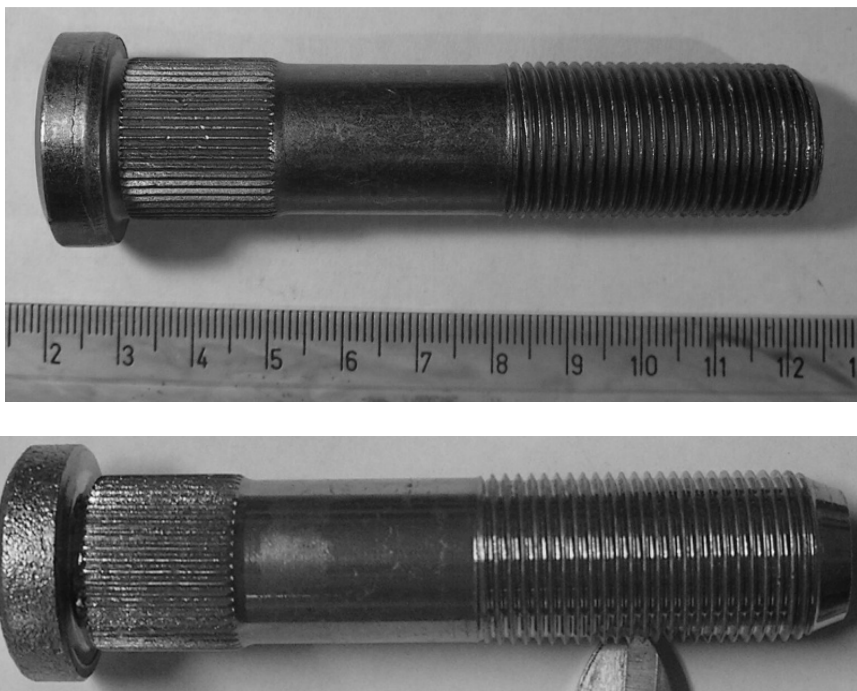
Rys. 6. Fotografie przełamów fragmentów badanych śrub



Rys. 7. Widoczne „ostre” przejście wieloklinu w część walcową i obwodowe ślady toczenia – miejsce inicjacji pęknięć zmęczeniowych

Powierzchnia zewnętrzna badanych fragmentów śrub z pokryciem galwanicznym koloru żółtawego, prawdopodobnie cynkowanie lub kadmowanie, o nierównomiernej grubości od 50 μm wzwyż, naniesionym prawdopodobnie metodą ogniową. Grubość powłoki zmierzono miernikiem Salutron ComBi D3M. W zagłębieniu łbów wybita klasa wytrzymałości: 11.9 Należy tu zaznaczyć, że norma PN-82/M-82054.03 „Własności mechaniczne śrub i wkrętów” nie zawiera tej klasy lecz 10.9 i 12.9. Na środku łbów nakiełki, powierzchnie czołowe łbów i zachowane fragmenty powierzchni walcowych na wystających fragmentach przełomów, mają wyraźnie widoczne ślady toczenia. Śruby wykonano prawdopodobnie na drodze wstępnego kucia i dalszej obróbki skrawaniem. Na łbach zauważono ponadto resztki powłoki malarskiej w kolorze czarnym co może świadczyć, o tym, że są to śruby pochodzące z fabrycznego montażu do pojazdu.

Według zdobytych informacji, śruby o konstrukcji identycznej z badanymi, nie są już stosowane i produkowane. Nowy typ śrub w wykonaniu dwóch producentów (rys. 8), śruby te nadają się między innymi do Starów 1142, 200 oraz autobusów Autosan H9. Charakteryzują się one okrągłym łbem o średnicy 27 mm, przewężeniem w środkowej części pomiędzy wieloklinem ustalającym, a częścią gwintowaną, oraz brakiem śladów obróbki skrawaniem. Na łbach badanych śrub nowego typu wybite są klasy wytrzymałościowe 8.8 (wytrzymałość doraźna, przy średnicy ponad 16mm, $R_{m\min.} = 830 \text{ MPa}$, stosunek granicy plastyczności do wytrzymałości doraźnej $Re/R_m=0,8$) oraz znaki bezpieczeństwa B. Śruby również pokryte są żółtawą powłoką galwaniczną o równomiernej grubości ok. 30 μm naniesionej prawdopodobnie metodą elektrolityczną. Ich wygląd wskazuje na wykonanie w całości metodami obróbki plastycznej.



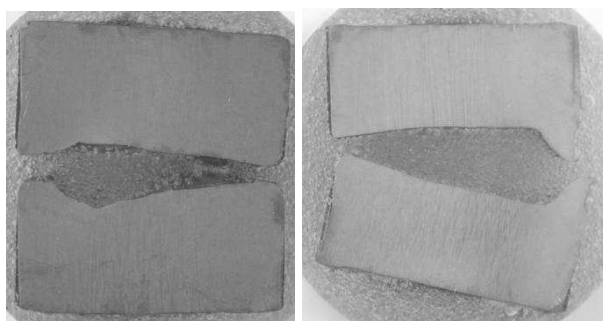
Rys. 8. Fotografie śrub „nowego typu”, różnych producentów. Widoczne łagodne przejście wieloklinu w część walcową i brak śladów toczenia

3.2. Wyniki badań wytrzymałościowych materiału śrub

Ze względu na niewielkie rozmiary badanych fragmentów bezpośrednich badań wytrzymałościowych nie przeprowadzono. Wytrzymałość doraźną określono pośrednio wg PN-93/H-04357 . Normy tej można używać do orientacyjnego określania wytrzymałości doraźnej na podstawie twardości w przypadku stali i staliw niskostopowych i austenitycznych na podstawie pomiarów twardości na przełomach. Twardość wyznaczono metodą Rockwella (PN-91/H-04355) w skali C. Wynosiła ona ok. 39 HRC (rozrzut $37 \div 42$ HRC), co wg powyższej normy odpowiada wartości wytrzymałości doraźnej na rozciąganie $R_m \geq 1150$ MPa, czyli powyżej minimalnej wartości dla klasy śrub 11.9 (1100 MPa). Wyniki te potwierdzono też poprzez pomiar twardości metodą Vickersa (PN-EN ISO 6507-1), przy obciążeniu 98,07N (HV10), uzyskując wyniki w zakresie $401 \div 409$ HV, co odpowiada wytrzymałości doraźnej min. 1300 MPa [1].

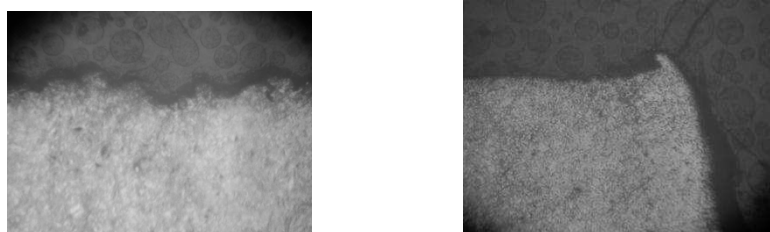
3.3. Wyniki badań mikroskopowych fragmentów uszkodzonych śrub

Do badań mikroskopowych wycięto próbki ze dwu śrub. W obydwu próbkach stwierdzono pasmową strukturę związaną z obróbką plastyczną. Pasma przebiegające prawidłowo, równoległe do osi śrub (rys. 9). Mikrostruktura drobnoziarnista, prawidłowa, odpowiadająca stali po ulepszeniu cieplnym (rys. 10). Analizę składu materiału śrub zlecono akredytowanemu laboratorium LabTest. Na podstawie wyników badań można stwierdzić, że zastosowana stal odpowiada stali niskostopowej gatunku 36HNMA [3], wg PN-98/H-93237, stosowanej do wyrobu śrub o wysokiej wytrzymałości. Stal ma nieco zaniżoną zawartość węgla. Na uwagę zasługuje niska zawartość zanieczyszczeń, zwłaszcza siarki.



Rys. 9. Fotografie zglądów próbek ze śrub. Przekroje wzdłuż osi. Widoczna włóknistość struktury. Trawiono 3% nitałem

Śruby zostały urwane w wyniku zmęczenia mechanicznego. W świetle przeprowadzonych badań stwierdzono wysoką jakość materiału uszkodzonych śrub. Zauważono niekorzystne cechy konstrukcyjne w postaci istnienia ostrych karbów (śladów obróbki skrawaniem) na powierzchni walcowej śrub, także przy końcach wieloklinów ustalających a więc w miejscach gdzie nastąpiła inicjacja pęknięć zmęczeniowych.



Rys. 10. Mikrostruktura próbki badanej śruby. Okolice ogniska przełomu. Powiększenie ok. 200x. Trawiono 3% nitałem.

4. LITERATURA

- [1] Ciszewski A., Radomski T.: Materiały konstrukcyjne w budowie maszyn. PWN Warszawa 1989.
- [2] De Sas Stupnicka H., Gardyński L., Wrona J.: Metallographic investigations of crankshafts' and connecting rods damages" AUTOMOBILE AT THE BEGINING OF THE THIRD MILLENIUM – XI International Scientific Symposium MOTOR VEHICLES AND ENGINES, Kragujevac, YU 2000, str. 29÷32.
- [3] Drewnowski S.: Formy złomów i zniszczeń elementów konstrukcji metalowych. Arkady Warszawa 1989.
- [4] Nieoczym A., Szabajkiewicz W.: Montażowe połączenia gwintowe. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2009
- [5] Nieoczym A. Gajewski J. Pękanie zmęczeniowe łączników gwintowych. *Eksploracja i Niezawodność* , Kwartalnik PAN, nr 4, 2004.
- [6] Szewczyk K.: Połączenia gwintowe. PWN, Warszawa 1991.

PROPAGATION OF FATIGUE CRACKS

In the article was placed a mathematical description of coming into existence fatigue cracks In elements with thread. Showed an influence of structure of thread connection and material of screw and nuts for speed of coming into existence of fatigue cracks. Was given an example of cracking of bolts fixing twins wheels in truck.

VIII. PRZYCZYNY POWSTAWANIA USZKODZEŃ W KONSTRUKCJI WYSIĘGNIKA TELESKOPOWEGO ŁADOWARKI GÓRNICZEJ

Marek KALITA

Instytut Techniki Górniczej KOMAG w Gliwicach

W referacie przedstawiono wyniki badań zrealizowane w ramach projektu badawczego dotyczącego identyfikacji stanu naprężenia w konstrukcji wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej. Opisano metodę identyfikacji przyczyn powstawania uszkodzeń w konstrukcji wysięgnika teleskopowego oraz wynikające, z przeprowadzonej analizy, kierunki jego modernizacji.

1. WSTĘP

Najbardziej rozpowszechnionymi maszynami służącymi do ładowania odstrzelonego urobku w kopalniach węgla kamiennego są ładowarki bocznie wysypujące przemieszczające się na podwoziu gąsienicowym. Maszyny te umożliwiają załadunek urobku na przenośniki lub do wozów kopalnianych, jak również mogą być wykorzystywane do dostarczania materiałów do przodku [1].

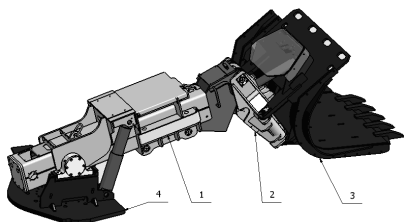
Praca maszyn górniczych w bardzo trudnych i zmiennych warunkach powoduje, że ich zespoły robocze są często poddawane obciążeniom udarowym [3]. Ocenia się, że 80-90% pęknięć konstrukcji nośnych tych maszyn ma charakter zmęczeniowy [4]. Rezultaty wielu badań eksperymentalnych wskazują, że uszkodzenia eksploatacyjne elementów konstrukcyjnych inicjowane są i powstają głównie w wyniku lokalnego uplastycznienia materiału w strefach, w których występuje największa kumulacja naprężeń [2], [5].

Z analizy uszkodzeń maszyn [3], [4] wynika również, że większość zarejestrowanych uszkodzeń to pęknięcia o charakterze zmęczeniowym.

2. OBIEKT BADAŃ

Zespół ładujący (rys. 1), produkowanej przez Zakłady Mechaniczne BUMAR ŁABĘDY S.A. ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A (rys. 2), zbudowany z czerpaka (poz.3), wahacza (poz.2) wysięgnika teleskopowego (poz.1) jest połączony z podwoziem gąsienicowym za pomocą obrotnicy (poz.4),

umożliwiającej wychylenie wysięgnika w płaszczyźnie poziomej. Dwuczłonowy wysięgnik teleskopowy składa się z ramienia zewnętrznego oraz wysuwnego ramienia wewnętrznego, na końcu którego zabudowany jest wahacz i czerpak. Czerpak ładowarki, połączony przegubowo z wysięgnikiem za pomocą wahacza umożliwia prawidłowe napełnianie czerpaka urobkiem oraz wychylanie go w zależności od potrzeb, na lewą bądź prawą stronę maszyny.



Rys. 1. Zespół ładujący ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A [6]



Rys. 2. Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200EH/LS-A [6]

Doświadczenia eksploatacyjne z zastosowaniem ładowarki wykazały, że konstrukcja zespołu ładującego nie zawsze była w stanie sprostać wymaganiom stawianym jej podczas ładowania urobku na dalsze środki odstawy, czego efektem były przypadki uszkodzeń powstających w elementach zespołu ładującego [6].

W celu zwiększenia trwałości maszyny, jej zespół roboczy poddano wzmocnieniu. Wprowadzone w konstrukcji modyfikacje polegały przede wszystkim na dodatkowych wzmocnieniach oraz zwiększeniu przekrojów poprzecznych. Dokonane zmiany przywróciły bieżącą sprawność eksploatacyjną maszyny, jednak nie wyeliminowały problemu całkowicie.

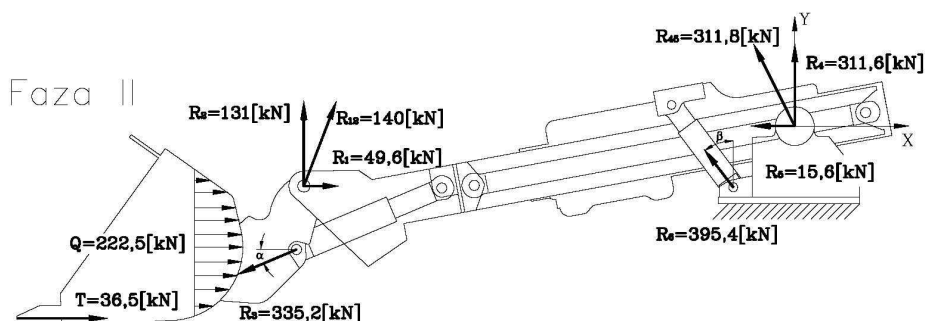
W związku z powyższym podjęto próbę zbadania przyczyn powstających uszkodzeń oraz wyznaczenia kierunków modernizacji układu.

3. BADANIA ZESPOŁU ŁADUJĄCEGO

Pierwszym etapem pracy było określenie obciążeń działających na zespół ładujący ładowarki. W celu identyfikacji obciążeń przeprowadzono analizę cyklu pracy zespołu ładującego maszyny pod kątem wyznaczenia jego charakterystycznych faz i położeń.

Przeprowadzona analiza statyczna siedmiu charakterystycznych położeń zespołu ładującego miała na celu wyznaczenie wartości obciążeń w poszczególnych węzłach konstrukcji. Analiza otrzymanych wartości obciążeń pokazała, że najbardziej niekorzystną, pod względem wartości wyznaczonych

reakcji, jest faza II (rys. 3), czyli przypadek wbijania czerpaka w zwał urobku, z wysięgnikiem maksymalnie wysuniętym. Dla tego przypadku siły działające na zespół ładujący miały największą wartość.



Rys. 3 Wartości obciążeń dla drugiej fazy pracy zespołu ładującego ładowarki [6]

Kolejnym etapem była analiza wytrzymałościowa, z zastosowaniem metody elementów skończonych (MES), wysięgnika teleskopowego ładowarki, która pozwoliła na uzyskanie informacji o stanie naprężeń, powstających pod wpływem działania obciążeń eksploatacyjnych.

Znajomość ekstremalnych wartości składowych stanu naprężenia w elementach wysięgnika była podstawą do oceny jego wytrzymałości oraz trwałości (dopuszczalnego okresu eksploatacji). Natomiast informacje o wartości i rozkładzie stanu naprężenia umożliwiły wytypowanie tych obszarów konstrukcji, które, z uwagi na poziom naprężeń, mogą doznawać uszkodzeń zmęczeniowych i powinny podlegać odpowiednim okresowym badaniom nieniszczącym.

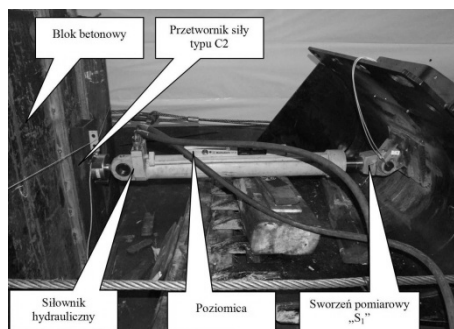
Analizę MES wykonano dla wysięgnika maksymalnie wysuniętego (faza II) oraz całkowicie zsuniętego faza (I). Do obliczeń przyjęto wartości sił zewnętrznych wyznaczonych w analizie statycznej, powiększonych o wyznaczony współczynnik nadwyżki dynamicznej n_d [6].

Analiza wytrzymałościowa pozwoliła, między innymi, na wyznaczenie stanu naprężenia w elementach wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej. Otrzymane wyniki wskazały miejsca, w których występowała koncentracja naprężeń. Były to przede wszystkim miejsca łączenia poszczególnych elementów konstrukcyjnych (blach) konstrukcji spawanej zespołów wysięgnika teleskopowego. Wyznaczone miejsca koncentracji naprężeń były jednocześnie potencjalnymi obszarami, w których mogło dojść do uszkodzeń zmęczeniowych.

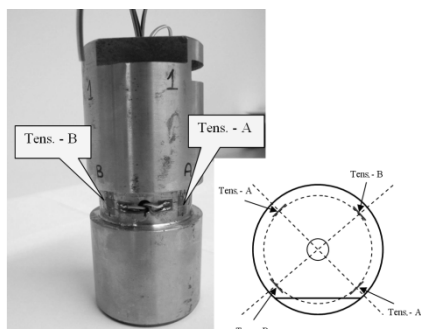
Uzyskane wyniki analizy wytrzymałościowej (MES) zweryfikowano na obiekcie rzeczywistym, przeprowadzając badania z wykorzystaniem tensometrii

oporowej. Punktami pomiarowymi były wyznaczone przy pomocy MES, miejsca koncentracji naprężeń.

Zbudowane stanowisko badawcze (rys. 4) pozwoliło na wyznaczenie naprężeń zredukowanych w wybranych punktach konstrukcji wysięgnika, oraz dzięki odpowiednim sworzniom pomiarowym (rys. 5), zweryfikowanie obciążeń w poszczególnych przegubach zespołu ładującego.



Rys. 4. Stanowisko badawcze [6]



Rys. 5. Sworznie pomiarowe [6]

Stanowisko badawcze umożliwiało również symulację pracy zespołu ładującego odpowiadającą procesowi wbijania (zagłębiania) czerpaka w zwał urobku. Siła obciążająca czerpak była zadawana za pomocą siłownika hydraulicznego. Pomiar wartości zadawanej siły umożliwiał przetwornik siły.

Przeprowadzone badania stanu naprężenia w wybranych punktach konstrukcji wysięgnika teleskopowego umożliwiły wyznaczenie obciążeń w sworzniach pomiarowych oraz stanu naprężenia elementów wysięgnika teleskopowego.

Przeprowadzone badania stanowiskowe pozwoliły na zweryfikowanie przyjętych na etapie wykonanej analizy statycznej i dynamicznej założeń. Wyniki badań potwierdziły wartości wyznaczonych za pomocą metody MES sił w poszczególnych połączeniach sworzniowych konstrukcji wysięgnika.

Rozbieżność otrzymanych wartości naprężeń, w tych samych punktach pomiarowych, uzyskanych drogą analizy wytrzymałościowej oraz wyznaczonych przy użyciu tensometrii oporowej wynosiła ok. 15%.

4. PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono sposób identyfikacji przyczyn powstawania uszkodzeń na przykładzie zespołu ładującego ładowarki górniczej bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A.

Przeprowadzona analiza wytrzymałościowa metodą elementów skończonych (MES), w której wykorzystano wyznaczone na drodze analizy statycznej obciążenia zewnętrzne, powiększone o współczynnik nadwyżki dynamicznej, pozwoliła na określenie obciążeń w poszczególnych węzłach konstrukcji wysięgnika teleskopowego oraz stanu naprężenia w jego elementach. Wyniki obliczeń MES wykorzystano do określenia miejsc pomiarów odkształceń (naprężeń) podczas badań na obiekcie rzeczywistym.

Przeprowadzone badania umożliwiły zweryfikowanie założeń dokonanych w analizie statycznej, dynamicznej i wytrzymałościowej MES.

Wyniki analizy wytrzymałościowej (MES) elementów konstrukcyjnych wysięgnika teleskopowego ładowarki oraz wyniki wyznaczonych naprężeń zredukowanych w elementach konstrukcyjnych rzeczywistej ładowarki pozwoliły na określenie głównych kierunków modernizacji konstrukcji oraz na stwierdzenie:

- Rozkład naprężeń w elementach konstrukcyjnych aktualnie produkowanych wysięgników ładowarek dowodzi, że ze względu na założoną trwałość zmęczeniową konstrukcja ma istotne wady. Skutkiem tego jest występowanie koncentracji naprężeń, głównie w obszarach złączy spawanych środkowej części ramienia zewnętrznego, oraz przedniej części ramienia wewnętrznego.
- Główną przyczyną koncentracji naprężeń w konstrukcji są karby technologiczne oraz spawalnicze.
- Obniżenie stanu naprężenia w miejscach najbardziej wyężonych możliwe jest poprzez zmiany konstrukcyjne układu prowadzenia ramienia wewnętrznego.

5. LITERATURA

- [1] Klich A.: Praca zbiorowa. Maszyny i urządzenia dla inżynierii budownictwa podziemnego. Wyrobiska korytarzowe i szybowe w górnictwie. Katowice 1999.
- [2] Kocańda S.: Zmęczeniowe zniszczenie metali. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1978.
- [3] Rusiński E., Moczko P., Kanczewski K.: Przyczyny zniszczenia wysięgnika ładowarki pracującej w podziemnej kopalni miedzi. Przegląd Mechaniczny nr 2, 2006, s. 34-38.
- [4] Rusiński E., Moczko P.: Przyczyny uszkodzeń dźwigarów ramy podwozia koparki wielonaczyniowej. Przegląd Mechaniczny nr 4 2002 s. 28-32.
- [5] Seweryn A.: Kumulacja uszkodzeń i pęknięć elementów konstrukcyjnych w złożonych stanach obciążenia. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 1997.
- [6] Wolny S. Kalita M.: Badania wytrzymałościowe konstrukcji wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej. Prace naukowe - Monografia nr 31, Gliwice, 2010.

REASONS OF DAMAGES IN TELESCOPIC BOOM OF MINE LOADER

Results of the tests carried out within the reserch project on identification of pressure in a design of telescopic boom of mine loader were presented in the paper. The method for identifiacion of reasons of damages in telescopic boom of mine loader as well as ways of its modernization resulting from analysis were described.

IX. NOWE ROZWIĄZANIE GŁOWICY Z NARZĘDZIAMI DYSKOWYMI O ZŁOŻONEJ TRAJEKTORII RUCHU DLA RAMIONOWYCH KOMBAJNÓW CHODNIKOWYCH

Krzysztof KOTWICA¹, Piotr GOSPODARCZYK¹

¹Katedra Maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych, Wydział Inżynierii
Mechanicznej i Robotyki, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie

W artykule przedstawiono opracowane w AGH Kraków nowe rozwiązanie głowicy z narzędziami dyskowymi niesymetrycznymi o złożonej trajektorii ruchu będące alternatywą dla głowic frezujących obecnie stosowanych w ramionowych kombajnach chodnikowych. Projekt i głowicę wykonano we współpracy z Zakładami REMAG S.A. w Katowicach. Głowica, zainstalowana na kombajnie chodnikowych KR 150, została poddana próbom poligonowym. Ich wyniki pozwoliły na wykonanie projektu modernizacji głowicy i przystosowanie jej do dalszych prób przemysłowych w zakładach górniczych.

1. WSTĘP

Zróznicowanie właściwości fizykomechanicznych urabianych ośrodków decyduje o ich podziale na skały mniej lub bardziej zwarte. Te właściwości wpływają na dobór metody urabiania oraz rodzaj zastosowanych narzędzi urabiających. Podstawowym kryterium związanym z informacyjną stroną procesu urabiania jest kinematyka organu urabiającego. Energetyczny aspekt procesu polega na transformacji energii o określonym rodzaju i postaci na energię wewnętrzną skały powodującą jej destrukcję, pokonanie sił spójności i w konsekwencji uzyskanie urobku. Obecnie dąży się do wykorzystania w procesie urabiania skał przede wszystkim metod mechanicznych. Efektywne zastosowanie tych metod w dużej mierze związane jest z urabialnością danej skały.

Istotnym kryterium podziału mechanicznych metod urabiania jest kierunek działania głównej składowej siły oddziaływania narzędzia na skałę, w wyniku której następuje jej niszczenie. Kierunek ten może być styczny lub normalny do powierzchni urabianej skały. W pierwszym przypadku mamy do czynienia ze skrawaniem, w drugim ze zgniataniem. Do urabiania skał miękkich, kruchych, oraz skał o naturalnych płaszczyznach osłabienia, stosuje się najczęściej skrawanie.

Zasięg strefy sprasowania przy odpowiednim kącie ostrza jest niewielki a powolny przebieg procesu powoduje, że pęknięcia następują w najsłabszych miejscach, przy maksymalnym wykorzystaniu płaszczyzn osłabionej spójności. To pozwala na małe zapotrzebowanie energetyczne oraz dużą wydajność.

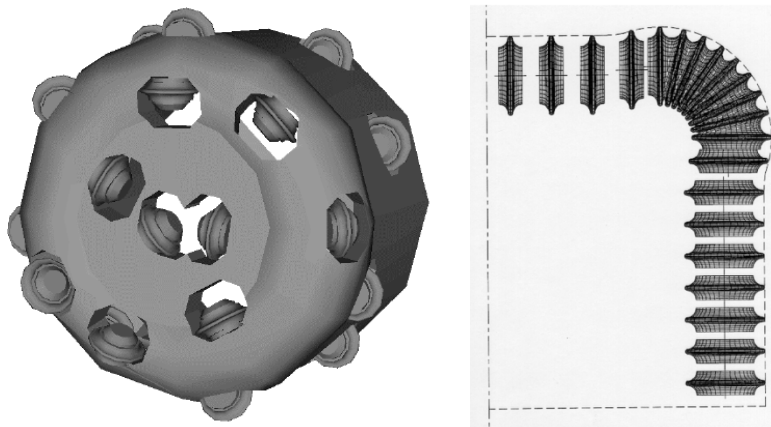
Urabianie skał trudno i bardzo trudno urabialnych, a szczególnie takich, które w swym składzie chemicznym zawierają krzem, jego związki lub pochodne, oraz wtrącenia skał wylewnych, z zastosowaniem metod opartych na skrawaniu nie sprawdza się. Skały takie wymagają użycia dużych sił skrawania. Równoległe prowadzenie noża i związane z tym tarcie skały o powierzchnię przyłożenia ostrza noża powodują szybkie tępienie (ze wzrostem stępienia znacznie wzrastają opory skrawania) i zużywanie się noży.

Zastosowanie noży styczno-obrotowych na organach urabiających ramionowych kombajnów chodnikowych ogranicza ich zastosowanie do drążenia przede wszystkim chodników węglowych i węglowo-kamiennych w przypadku kombajnów lekkich i średnich, natomiast nowoczesne kombajny ciężkie umożliwiają drążenie chodników przy wytrzymałości skał na jednoosiowe ściskanie nie przekraczającej 150 MPa. Stąd od lat prowadzone są prace nad opracowaniem nowych rozwiązań konstrukcyjnych głowic i organów urabiających dla chodnikowych kombajnów ramionowych lub metod urabiania pozwalających na efektywne urabianie skał trudno urabialnych.

Jednym z takich rozwiązań jest zastosowanie organu urabiającego uzbrojonego w dyski jak np. rozwiązanie opracowane i testowane w amerykańskiej Colorado School of Mines. Aby zmniejszyć wartości sił urabiania zastosowano mini-dyski symetryczne o średnicy 125 mm. Największym problemem jest tu rozwiązanie łożyskowania dysków, co wpływa na trwałość narzędzi przy ich dużym obciążeniu. Opracowano kilka rozwiązań łożyskowania takich narzędzi oraz projekt techniczny rozwiązania organu, na podstawie którego wykonano egzemplarz prototypowy. Model tego organu wraz ze schematem rozmieszczenia narzędzi na jego powierzchni przedstawiono na rysunku 1. Rezultaty przeprowadzonych prób były zadowalające, brak jednak szczegółowych danych na ten temat. Dalsze prace nad tego typu organem nie były jednak na większą skalę kontynuowane.

Pojawiły się również inne koncepcje wykorzystania głównie dysków niesymetrycznych, w których zasadnicza idea polegała na wykorzystaniu dysku jako narzędzia odłupującego. Wykorzystuje się tu charakterystyczną dla skał, kilku a nawet kilkunastokrotnie mniejszą wytrzymałość na rozciąganie od wytrzymałości na ściskanie. Narzędzie dyskowe działa na skałę stycznie do powierzchni urabianej calizny podobnie jak to ma miejsce w przypadku narzędzia skrawającego, jednak odmienność tej metody polegająca na wykorzystaniu ruchu obtaczania dysku, eliminuje skutecznie tarcie ślizgowe na rzecz tocznego. Metodę tę nazwano

techniką tylnego podcinania. Dzięki temu zużycie energii i wartość siły docisku są mniejsze, co daje możliwości konstrukcji maszyny urabiającej o niższych parametrach energetycznych, mniejszych wymaganiach ze względu na kryterium stateczności, jak w przypadku klasycznych dysków działających w kierunku prostopadłym do powierzchni urabianej calizny. Opracowano kilka prototypowych maszyn wykorzystujących tę technikę, między innymi przez firmę Wirth oraz Atlas Copco. Metoda ta wykazała pełną przydatność.



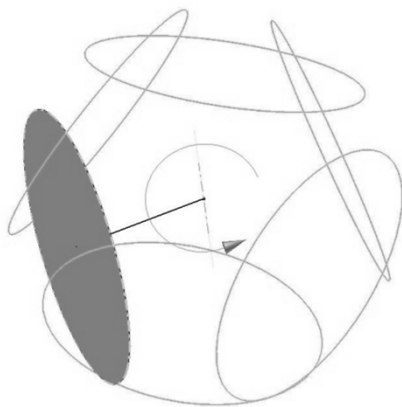
Rys. 1. Model organu z mini narzędziami dyskowymi symetrycznymi, wraz ze schematem rozmieszczenia tych narzędzi na powierzchni organu

Również pod względem energochłonności uzyskano obiecujące rezultaty, zdecydowanie niższe niż w przypadku kombajnów pełno przekrojowych oraz kilka razy mniejsze niż w przypadku kombajnów frezujących. Jedynym mankamentem był złożony sposób sterowania maszyną oraz duże siły reakcji. Dlatego ideę techniki tylnego podcinania postanowiono rozwijać w Katedrze MGPiT AGH Kraków w kierunku opracowania konstrukcji organu urabiającego dla tych kombajnów.

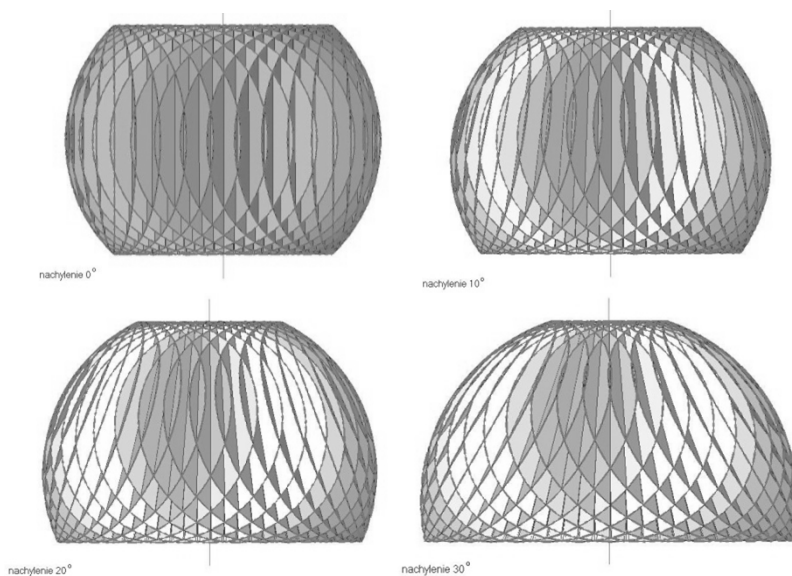
2. KONCEPCJA GŁOWICY Z NARZĘDZIAMI DYSKOWYMI O ZŁOŻONEJ TRAJEKTORII RUCHU

W Katedrze MGPiT, na specjalnych, unikatowych stanowiskach badawczych prowadzone były prace badawcze nad urabianiem skał niesymetrycznymi narzędziami dyskowymi o średnicy do 160 mm. Pozytywne wyniki przeprowadzonych prób pozwoliły na stwierdzenie, że istnieje możliwość opracowania rozwiązania organu urabiającego wyposażonego w mininarzędzia

dyskowe. Wyeliminowano rozwiązania z narzędziami zabudowanymi w uchwytach bezpośrednio na płaszczu ze względu na duże obciążenie urabiających narzędzi dyskowych oraz na małą efektywność urabiania. Na podstawie analizy stanu techniki światowej, wyników przeprowadzonych badań oraz własnych doświadczeń, w Katedrze MGPiT rozpoczęto próby nad opracowaniem nowej koncepcji organu, w którym ruch narzędzi dyskowych będzie wymuszony i będzie powodował urabianie calizny skalnej narzędziami po złożonej trajektorii. Pozwala to na przecinanie się linii urabiania poszczególnych narzędzi dyskowych oraz ułatwienie urabiania skał zwięzłych poprzez wyłamywanie bruzd skalnych. Powinno to również zmniejszyć energochłonność procesu urabiania. W tym celu należy zabudować narzędzia dyskowe na oddzielnych tarczach, zamontowanych obrotowo na płaszczu organu urabiającego i napędzanych niezależnie od niego. Dla uproszczenia można założyć, że tarcza w trakcie ruchu zachowuje się jak pojedynczy dysk. Następnie można wykreślić kolejne położenia tego dysku w trakcie obrotu korpusu co pokazano na schemacie na rysunku 2. W zależności od pochylenia płaszczyzny, w której wiruje tarcza, względem osi obrotu korpusu, zmienia się trajektoria ruchu dysków co przedstawiono na schematach na rysunku 3. Przy większych wartościach pochylenia, strefa urabiania tarczy przesuwa się w kierunku czoła organu, co ułatwia jego zawrębianie.

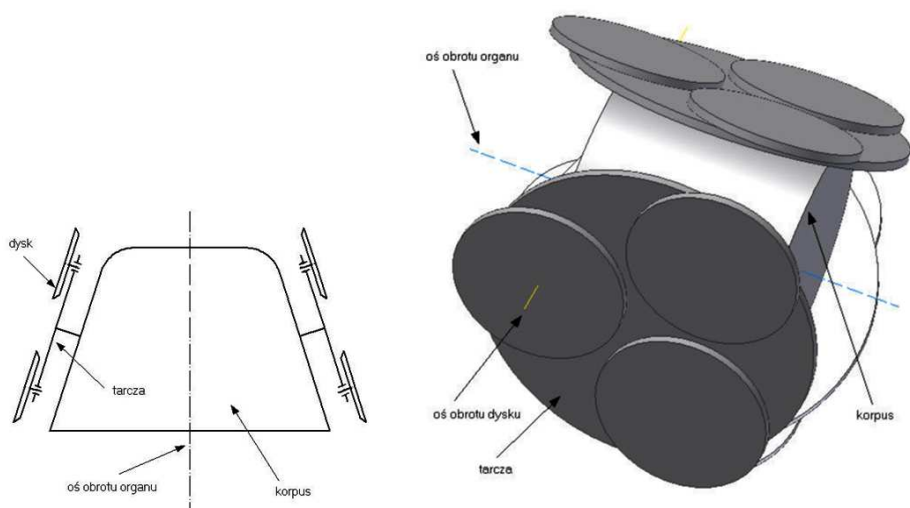


Rys. 2. Schemat kolejnych położenia dysku w trakcie obrotu korpusu



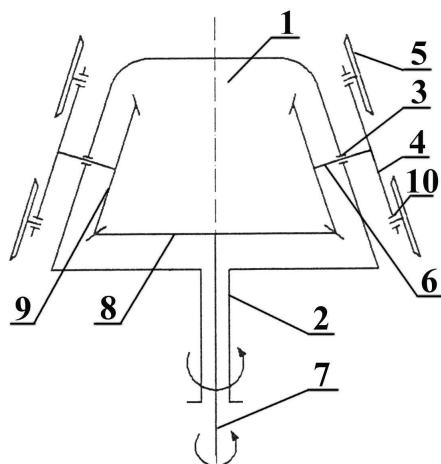
Rys. 3. Schemat trajektorii ruchu ostrzy dysków w zależności od pochylenia płaszczyzny, w której wiruje tarcza, względem osi obrotu korpusu

Wraz ze wzrostem pochylenia płaszczyzny, w której wiruje tarcza, względem osi obrotu korpusu, maleje objętość urabianej calizny skalnej. Biorąc pod uwagę przedstawione na rysunku 3 schematy założone zostało wstępnie, że nachylenie tarcz uzbrojonych w dyski w stosunku do osi obrotu organu będzie wynosiło 15° . Powinno to pozwolić na umieszczenie przekładni wewnątrz korpusu, przy zachowaniu korzystnego kształtu głowicy. Zakładając, że projektowana głowica pracować ma na kombajnie chodnikowym ramionowym, jej kształt oraz rozmiary powinny być zbliżone do rozwiązań organów stosowanych obecnie w tych maszynach. W metodzie tylnego podcinania, którego ideę starano się wykorzystać w opracowywanej koncepcji organu, niezbędny jest ruch obrotowy dysku podczas urabiania. Aby go zapewnić, osie obrotu dysków muszą przemieszczać się w trakcie pracy względem korpusu organu. Zmianę położenia dysków w trakcie pracy organu można uzyskać umieszczając je na tarczy, której ruch obrotowy jest wymuszony. Tarcze powinny być zamocowane do powierzchni bocznej korpusu organu, a osie ich obrotu prostopadłe do powierzchni zamocowania. Schemat takiego rozwiązania przedstawiono na rysunku 4. Do przeniesienia napędu na tarcze można zastosować przekładnię zębatą kątową, umieszczoną wewnątrz korpusu organu.

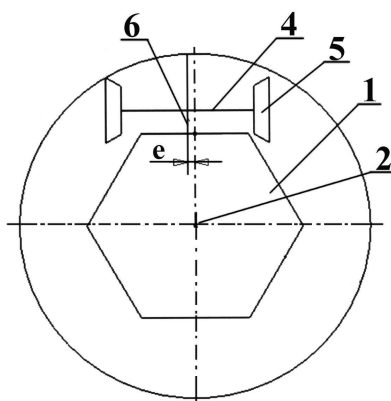


Rys. 4. Koncepcja nowego rozwiązania organu z narzędziami dyskowymi niesymetrycznymi, z ruchem narzędzi wymuszonym poprzez obrót tarcz

Biorąc zatem powyższe pod uwagę, opracowano koncepcję konstrukcyjną organu z narzędziami dyskowymi niesymetrycznymi o złożonej trajektorii ruchu, zamocowanych na trzech obracających się względem korpusu organu tarczach. Zaprezentowano ją na rysunku 5. Opracowany organ urabiający składa z niezależnie napędzanego korpusu tego organu i osadzonych w nim, napędzanych tarcz z niesymetrycznymi narzędziami dyskowymi. Korpus organu (1) napędzany jest przez wał zewnętrzny (2). W korpusie tym, w gniazdach (3) osadzone są wały napędowe (6) z tarczami (4), na których zamocowane są w łożyskowanych gniazdach (10) narzędzia dyskowe (5). Liczba tych narzędzi najkorzystniej powinna wynosić 6 do 8 sztuk. Napęd na wały napędowe (6) przekazywany jest przez niezależny względem wału zewnętrznego (2), wewnętrzny wał napędowy (7) oraz zespół przekładni stożkowych (8) i (9) lub alternatywnych. W koncepcji nowego rozwiązania organu ważnym jest zapewnienie przesunięcia osi wałów napędowych (6) tarcz (4) z narzędziami urabiającymi (5) o wartość e w taki sposób, aby nie przecinały się z osią wału napędowego (2) korpusu głowicy (1). Przedstawiono to na rysunku 6. Takie mimośrodowe usytuowanie osi tarcz z narzędziami powinno umożliwić bezproblemowe ich zawierbanie się w caliznę, zarówno przy ruchu organu w poziomie jak i w pionie.



Rys. 5. Koncepcja organu wyposażonego w narzędzia dyskowe o złożonej trajektorii ruchu

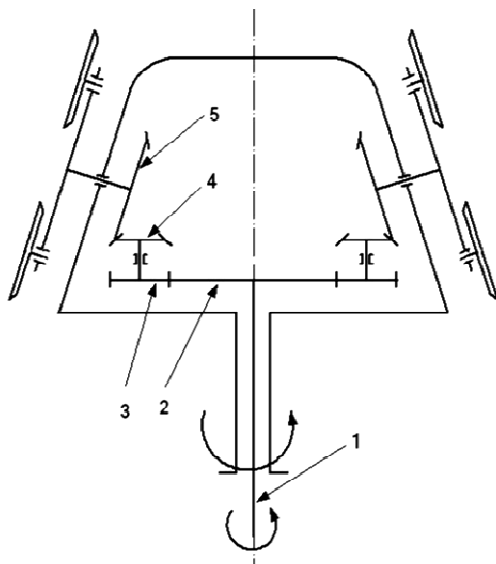


Rys. 6. Koncepcja organu z mimośrodkowym mocowaniem tarcz z narzędziami dyskowymi

Wielkość przesunięcia osi tarczy względem osi wału napędowego korpusu głowicy powinna wynosić co najmniej tyle ile zakładana maksymalna wartość głębokości urabiania pojedynczym narzędziem. Przyjmuje się, że nie powinna ona być większa niż 25 – 30 mm.

Podczas pracy korpus organu wykonuje ruch obrotowy wokół własnej osi, równocześnie obracają się tarcze boczne nadając ruch obrotowy narzędziom dyskowym, będącym w danym momencie w kontakcie z urabianą skałą. W nowym rozwiązaniu organu z narzędziami dyskowymi o złożonej trajektorii ruchu założono, że napędy dla obydwu ruchów powinny być osobne, aby umożliwić

niezależne sterowanie wartością ich prędkości obrotowej. Korpus głowicy napędzany będzie wałem drążonym, natomiast napęd tarcz z narzędziami dyskowymi realizowany będzie wałem wewnętrznym, poprzez przekładnię umieszczoną wewnątrz korpusu. Sposób przekazania napędu pokazano na schemacie na rysunku 7. Rozwiązanie przekładni pozwala na przesunięcie osi obrotu tarcz w stosunku do osi obrotu całego organu. W wariantcie tym koło czynne (2) napędzane przez wał (1) współpracuje z kołami (3) osadzonymi na wspólnych wałkach z kołami (4), z których moment obrotowy przenoszony jest na koła stożkowe (5), napędzające poszczególne tarcze.

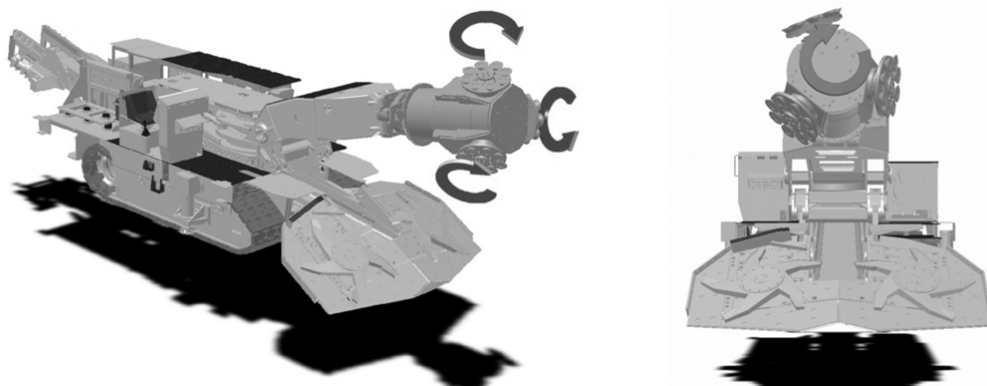


Rys. 7. Wariant rozwiązania wewnętrznej, podwójnej przekładni walcowo-kątowej do przeniesienia napędu na tarcze z narzędziami dyskowymi

Do prac projektowych przyjęto założenia opracowane na podstawie wyników badań laboratoryjnych urabiania próbek skalnych pojedynczą tarczą z narzędziami dyskowymi. Założono, że: średnica narzędzi dyskowych $D = 160 \text{ mm}$, kąt ostrza $\beta = 30 - 45^\circ$, średnica tarcz z dyskami $600 \text{ mm} \leq D_u \leq 850 \text{ mm}$, liczba dysków na tarczach $l_d \leq 8$ sztuk, liczba obrotów tarcz $20 \leq n_t \leq 60 \text{ 1/min}$, moment obrotowy tarcz z dyskami $M_t \approx 2500 - 3500 \text{ Nm}$.

3. PROJEKT I WYKONANIE PROTOTYPOWEJ GŁOWICY Z NARZĘDZIAMI DYSKOWYMI O ZŁOŻONEJ TRAJEKTORII RUCHU

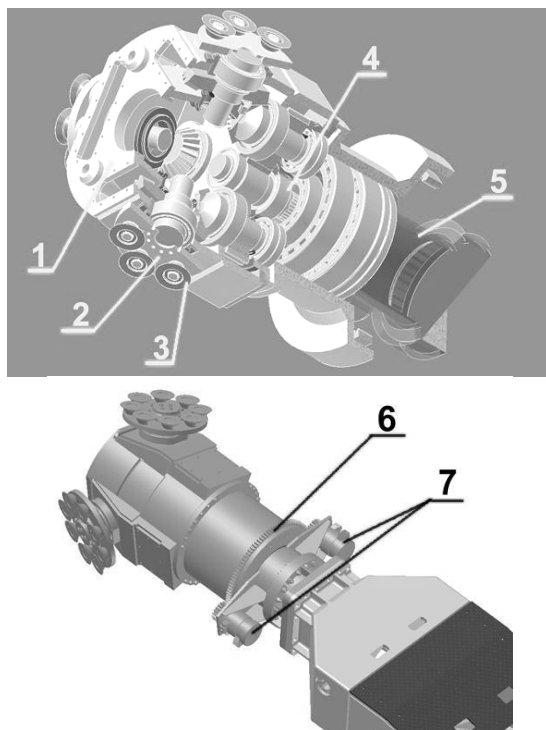
Na podstawie przedstawionych założeń przystąpiono do opracowywania projektu i modelu nowego rozwiązania głowicy z narzędziami dyskowymi o złożonej trajektorii ruchu. Ze względu na dostęp do parku maszynowego oraz w dalszej części prac badawczych do egzemplarzy konkretnych kombajnów chodnikowych, prace te wykonano we współpracy z Zakładami REMAG S.A. – czołowym polskim producentem lekkich i średnich ramionowych kombajnów chodnikowych. Założono opracowanie i przystosowanie nowego rozwiązania głowicy dla modelu produkowanego przez REMAG S.A. średniego kombajnu chodnikowego KR150. Na podstawie analizy głowic frezujących wykorzystywanych na tym kombajnie założono, że długość nowego rozwiązania nie powinna przekraczać 1750 mm, jej średnica 859 mm a masa 5 ton. Opracowany wstępny model głowicy zakładał zabudowanie na jego kadłubie trzech tarcz z narzędziami dyskowymi. Kadłub płaszczka będzie miał możliwość niezależnego obrotu względem tarcz z narzędziami dyskowymi. Możliwości kinematyczne nowego rozwiązania głowicy przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Możliwości kinematyczne nowego rozwiązania głowicy zabudowanej na kombajnie chodnikowym KR 150

Dla potrzeb prób badawczych założono, że nowe rozwiązanie głowicy będzie posiadało możliwość zmiany zarówno kierunku jak i liczby obrotów kadłuba głowicy oraz tarcz z narzędziami dyskowymi. Następnie opracowano wstępny model głowicy z narzędziami dyskowymi niesymetrycznymi o złożonej trajektorii ruchu. Przedstawiono go na rysunku 9. Przy opracowywaniu tego

rozwiązania dodatkowo założono, że napęd tarcz z narzędziami dyskowymi będzie realizowany z elektrycznego silnika napędowego o mocy 150 kW, zabudowanego w ramieniu kombajnu, natomiast napęd kadłuba głowicy będzie realizowany przez dwa silniki hydrauliczne HS 0,8.



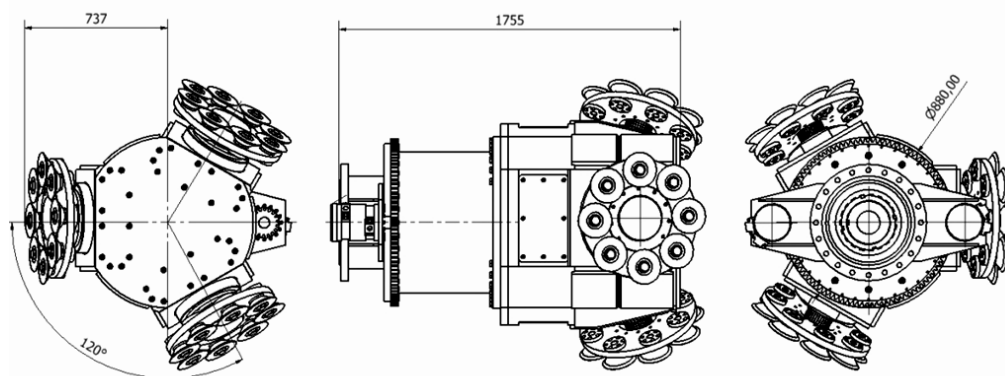
Rys. 9. Wstępny model głowicy z narzędziami dyskowymi o złożonej trajektorii ruchu

Rozwiązanie głowicy z narzędziami dyskowymi o złożonej trajektorii ruchu składa się z kadłuba (1), napędzanego poprzez przekładnię zębatą walcową o zazębieniu zewnętrznym (6) dwoma silnikami hydraulicznymi HS 0,8 (7). Wewnątrz kadłuba głowicy znajduje się dwustopniowa przekładnia zębata (4), z pierwszym stopniem o zazębieniu walcowym i drugim o zazębieniu stożkowym. Przekładnia napędzana jest wałem centralnym (5), połączonym z silnikiem elektrycznym. Z przekładni (4) napęd przekazywany jest na trzy tarcze z narzędziami dyskowymi (2), z zamocowanymi narzędziami dyskowymi (3). Założono, że moc z silnika napędowego tarcz z narzędziami nie przekroczy 50 kW a jego obroty nie będą większe niż 500 1/min. Dla tych danych i maksymalnych obrotów tarcz dochodzących do 200 1/min opracowano dwustopniową przekładnię

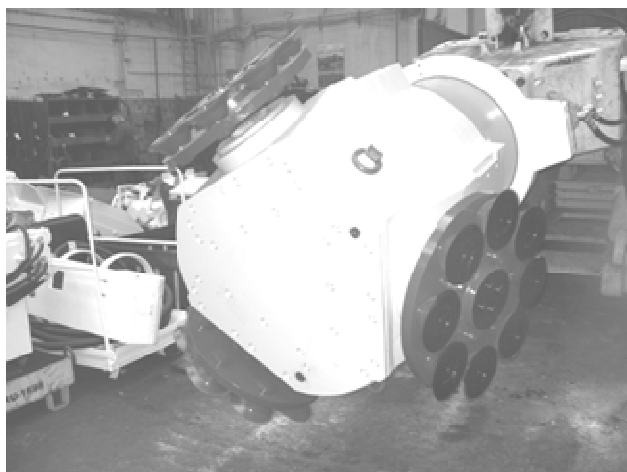
walcowo-stożkowa o sumarycznym przełożeniu około 1 : 2. Dla przekładni przekazującej obroty na kadłub głowicy założono, że będzie przenosić moc 2 x 10,6 kW z dwóch silników HS 0,8, przy maksymalnych obrotach silników 250 1/min. Dla zakładanych obrotów kadłuba dochodzących do 40 1/min opracowano przekładnię zębatą walcową zewnętrzną o przełożeniu 1 : 6. Na podstawie opracowanych modeli sporządzono projekt techniczny głowicy. Uproszczony rysunek głowicy przedstawiono na rysunku 10.

4. PRÓBY POLIGONOWE PROTOTYPOWEJ GŁOWICY W ZAKŁADACH REMAG S.A.

W Zakładach REMAG S.A. wykonano przedmiotową głowicę, dostosowaną do zamocowania na ramieniu kombajnu KR 150. Widok tej głowicy gotowej do prób poligonowych przedstawiono na rysunku 11. Próby poligonowe głowicy z narzędziami dyskowymi niesymetrycznymi o złożonej trajektorii ruchu przeprowadzono na stanowisku badawczym wykonanym na terenie zakładów REMAG S.A. Możliwe na nim było urabianie wielkogabarytowego bloku betonowego o wytrzymałości na jednoosiowe ściskanie około 40 MPa.



Rys. 10. Uproszczony rysunek głowicy z narzędziami dyskowymi o złożonej trajektorii ruchu



Rys. 11. Widok głowicy z narzędziami dyskowymi niesymetrycznymi o złożonej trajektorii ruchu na ramieniu kombajnu KR 150, gotowej do prób poligonowych

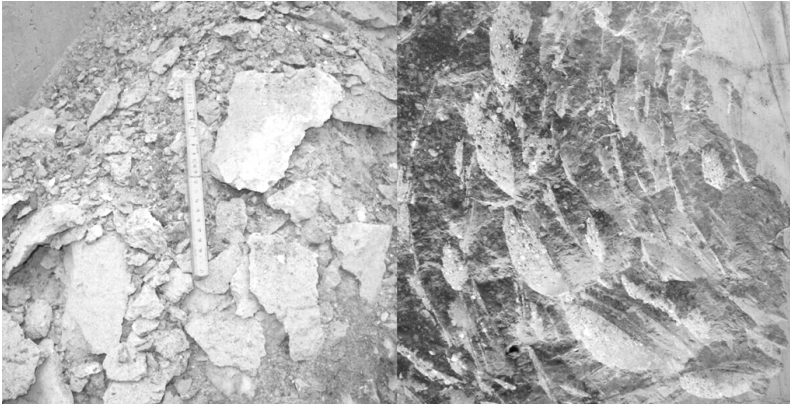
Założono zmianę liczby obrotów kadłuba głowicy w zakresie od 10 do 40 1/min a tarcz z narzędziami dyskowymi od 20 do 200 1/min.. Sprawdzano efektywność urabiania i stopień zużycia narzędzi dyskowych jak też granulację uzyskanego urobku. Widok kombajnu KR 150 z nowym rozwiązaniem podczas jednej z przeprowadzonych prób urabiania przedstawiono na rysunku 12.

Próby rozpoczęto przy obrotach kadłuba głowicy przeciwnych do ruchu wskazówek oraz obrotach tarcz z narzędziami dyskowymi zgodnymi z ruchem wskazówek. Nowe rozwiązanie głowicy pracowało dla takich parametrów bez większych zastrzeżeń. Przy niskich wartościach obrotów uzyskiwano bardzo duże uziarnienie urobku, jednak przy dużych drganiach głowicy.



Rys. 12. Widok kombajnu KR 150 z nowym rozwiązaniem głowicy z narzędziami dyskowymi niesymetrycznymi o złożonej trajektorii ruchu podczas jednej z prób poligonowych

Zwiększenie liczby obrotów tarcz z narzędziami dyskowymi powodowało ograniczenie drgań jednak zwiększało się zapylenie a przy obrotach maksymalnych występowało nawet iskrzenie przy kontakcie narzędzi ze skałą. Najkorzystniejsze parametry pracy – duże uziarnienie urobku, małe obciążenie silników napędowych oraz ograniczone drgania, uzyskano dla obrotów kadłuba głowicy około 20 1/min, przy wartości obrotów tarcz około 60 1/min. Widok uzyskanego urobku i powierzchni bloku na rysunku 13. Nie stwierdzono większych oznak zużycia się narzędzi dyskowych. Natomiast zmiana kierunku obrotów kadłuba głowicy lub tarcz z narzędziami dyskowymi na przeciwny miała bardzo negatywny wpływ na obciążenie silników oraz zużywanie się zarówno narzędzi dyskowych jak i samych tarcz.



Rys. 13. Widok urobku oraz powierzchni urabianego bloku skalnego uzyskanego dla najkorzystniejszego układu kierunku i liczby obrotów kadłuba głowicy i tarcz z narzędziami

5. PODSUMOWANIE

Zaproponowane rozwiązanie głowicy z narzędziami dyskowymi niesymetrycznymi o złożonej trajektorii ruchu wykazało swoją przydatność podczas urabiania skał zwięzłych i może zostać wykorzystane jako alternatywa dla głowic frezujących kombajnów chodnikowych ramionowych. Dla uzyskania najkorzystniejszych parametrów pracy głowicy - duże uziarnienie urobku, małe obciążenie silników napędowych oraz ograniczone drgania, koniecznym jest dobranie odpowiedniej konfiguracji kierunku i liczby obrotów kadłuba głowicy i tarcz z narzędziami.

Dla zwiększenia niezawodności proponowanego rozwiązania, do dalszych badań zaproponowano wprowadzenie zmian konstrukcyjnych tej głowicy. Przede wszystkim zastosowanie w miejsce silnika elektrycznego, silnika hydraulicznego o parametrach zapewniających stabilność pracy. Inną ze zmian było zaproponowanie nowej konstrukcji tarcz oraz narzędzi dyskowych dla zwiększenia ich żywotności i zmniejszenia zużycia. Zamiast tarczy okrągłej zaproponowano tarczę wieloramienną oraz zastąpienie narzędzi dyskowych gładkich narzędziami zbrojonymi słupkami z węglików spiekanych. Po wprowadzeniu zmian konstrukcyjnych oraz przeprowadzeniu prób stanowiskowych, kombajn KR 150 z nowym rozwiązaniem głowicy zostanie przekazany do prób przemysłowych w jednym z zakładów górniczych.

6. LITERATURA

- [1]. Kotwica K., Gospodarczyk P., Stopka G.: *Stanowisko laboratoryjne do badania procesu urabiania skał zwięzłych narzędziami dyskowymi o złożonej trajektorii ruchu*. Transport przemysłowy i maszyny robocze. Nr 3 (5)/2009, Wrocław 2009, str. 64-70,
- [2]. Kotwica K., Gospodarczyk P., Stopka G.: *Urabianie skał zwięzłych narzędziami dyskowymi o złożonej trajektorii ruchu*. Praca zbiorowa - Wybrane problemy eksploatacji węgla i skał zwięzłych. Wydawnictwo PiT, Kraków 2009, str. 22-35,

THE NEW SOLUTION OF A MINING HEAD WITH DISC TOOLS OF COMPLEX MOTION TRAJECTORY FOR ROADHEADERS

The article presents a new solution of a mining head with asymmetrical disc tools of a complex motion trajectory for roadheaders. The basis for the head development was elaborated based on laboratory tests performed in the University of Science and Technology in Cracow. The technical design and the head were implemented in cooperation with the factory of REMAG S.A. in Katowice. The head, mounted on the KR 150 roadheader, underwent field tests. Their results allowed modernisation of the head and its adaptation to further industrial tests in mining plants.

X. MODELOWANIE OBCIĄŻENIA ORGANU FREZUJĄCEGO KOMBAJNU JEDNOORGANOWEGO.

Krzysztof KRAUZE¹, Łukasz BOŁOZ¹

¹Katedra Maszyn Górniczych przeróbczych i Transportowych, Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie

W artykule omówiono koncepcję eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego przy użyciu zmechanizowanego kompleksu ścianowego wyposażonego w kombajn jednoorganowy. Przedstawiony został model obciążenia kombajnu ścianowego przy uwzględnieniu ciągnowego napędu posuwu. Szczególny nacisk położono na modelowanie obciążenia organu frezującego. Przeanalizowano możliwość zastosowania znanych modeli obciążenia narzędzia oraz przedstawiono model oparty na wskaźniku skrawalności. W efekcie możliwe było opracowanie przebiegów obciążenia przenoszonych przez organ na kadłub kombajnu w zależności od rozmieszczenia noży na jego powierzchni.

1. WSTĘP

Grubość pokładu węgla kamiennego decyduje o wysokości wyrobiska ścianowego, natomiast jego nachylenie oraz deformacje wpływają na długość ściany. Podane uwarunkowania mają znaczenie przy doborze maszyn i urządzeń kompleksu ścianowego. Grubość pokładu węgla kamiennego decyduje o wysokości wyrobiska ścianowego, natomiast jego nachylenie oraz deformacje wpływają na długość ściany. Podane uwarunkowania mają znaczenie przy doborze maszyn i urządzeń kompleksu ścianowego. Umownie pokłady podzielono ze względu na [1, 2]:

miąższość pokładu, na:

- cienkie – $1 \div 1,5$ m,
- średnie – $1,5 \div 3,0$ m,
- grube – powyżej $3,0$ m,

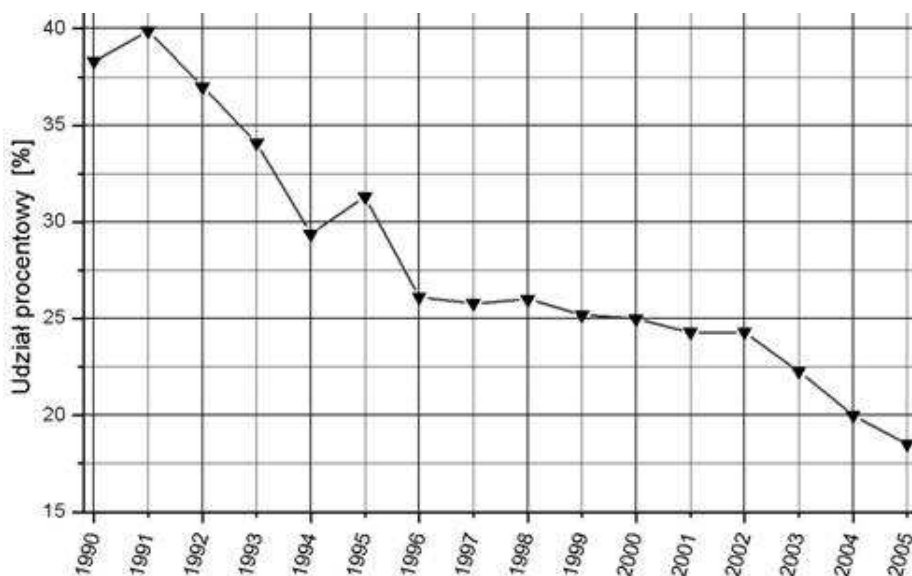
nachylenie pokładu, na:

- poziome – $0^\circ \div 12^\circ$,
- słabo nachylone – $12^\circ \div 35^\circ$,
- silnie nachylone – $35^\circ \div 55^\circ$,

- strome – powyżej 55° ,

Problem eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego jest przedmiotem zainteresowania wielu ośrodków badawczo-naukowych, kopalń oraz producentów zmechanizowanych kompleksów ścianowych.

Udział pokładów cienkich w całkowitych zasobach operatywnych polskich kopalń węgla kamiennego wynosi 18%, co daje łącznie 550 mln ton węgla, z czego 420 mln ton znajduje się w pokładach udostępnionych pozostałe są nieudostępniowane [4]. Należy zwrócić również uwagę na zmiany sposobu klasyfikacji pokładów do przemysłowych oraz pozabilansowych. Na rysunku 1 przedstawiono wykres obrazujący zmiany udziału zasobów węgla kamiennego zlokalizowanych w cienkich pokładach, w stosunku do całości zasobów przemysłowych, na przestrzeni piętnastu lat.



Rys. 1. Udział zasobów przemysłowych występujących w pokładach o grubości do 1,5 m (opracowano na podstawie [3])

Spółród wszystkich przedziałów grubości pokłady średnie i grube, ze względu na korzystne warunki, wybierane są w pierwszej kolejności, stąd też należałoby się spodziewać wzrostu udziału cienkich pokładów. Jednak patrząc na powyższy wykres wyraźnie widać, że ich udział zmniejszył się o ponad połowę. Spowodowane jest to zaniechaniem wybierania udokumentowanych już zasobów w pokładach o grubości do 1,5 m jak również klasyfikowaniem nowo rozpoznanych, cienkich pokładów jako nieprzemysłowe.

Istotnym czynnikiem wpływającym na zainteresowanie tematem efektywnej eksploatacji węgla kamiennego z cienkich pokładów jest również duży udział tychże pokładów w bazie zasobowej niektórych krajów Europy i Azji, szczególnie Ukrainy i Chin. Jednak również w krajach, gdzie udział cienkich pokładów jest mniejszy, można oczekiwać zainteresowania ich skutecznym wydobywaniem.

Ilość węgla kamiennego w pokładach cienkich narzuca konieczności rozwiązania problemu jego efektywnego wybierania poprzez znalezienie nowej technologii eksploatacji przy wykorzystaniu nowoczesnych rozwiązań technicznych oraz doświadczenia użytkowników jak również producentów maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego.

Istnieje szereg sprawdzonych, kompleksowych rozwiązań technicznych do eksploatacji pokładów średnich i grubych. Natomiast eksploatacja cienkich pokładów jest najbardziej niekorzystna spośród wszystkich wspomnianych przedziałów miąższości. Wiąże się to z problemem doboru maszyny urabiającej, przenośników oraz sekcji obudowy zmechanizowanej, gdzie decydującym czynnikiem są wymiary geometryczne, jak również wieloma innymi czynnikami ograniczającymi możliwości wydobywcze dostępnych maszyn i urządzeń. Obecnie stosowane są dwie technologie wybierania cienkich pokładów węgla kamiennego, technologia kombajnowa i strugowa. Jednak wady kompleksów kombajnowych i strugowych uniemożliwiają osiągnięcie zadawalającego wydobywania dobowego [5].

Efektywne urabianie cienkich pokładów jest bardzo złożonym zagadnieniem a opracowanie nowej maszyny do ich wybierania wymaga rozwiązania problemów technicznych, ekonomicznych jak również ergonomicznych. Podejście takie pozwoli na stworzenie kompleksu ścianowego umożliwiającego osiągnięcie założonego wydobywania dobowego.

2. EFEKTYWNE WYBIERANIE POKŁADÓW

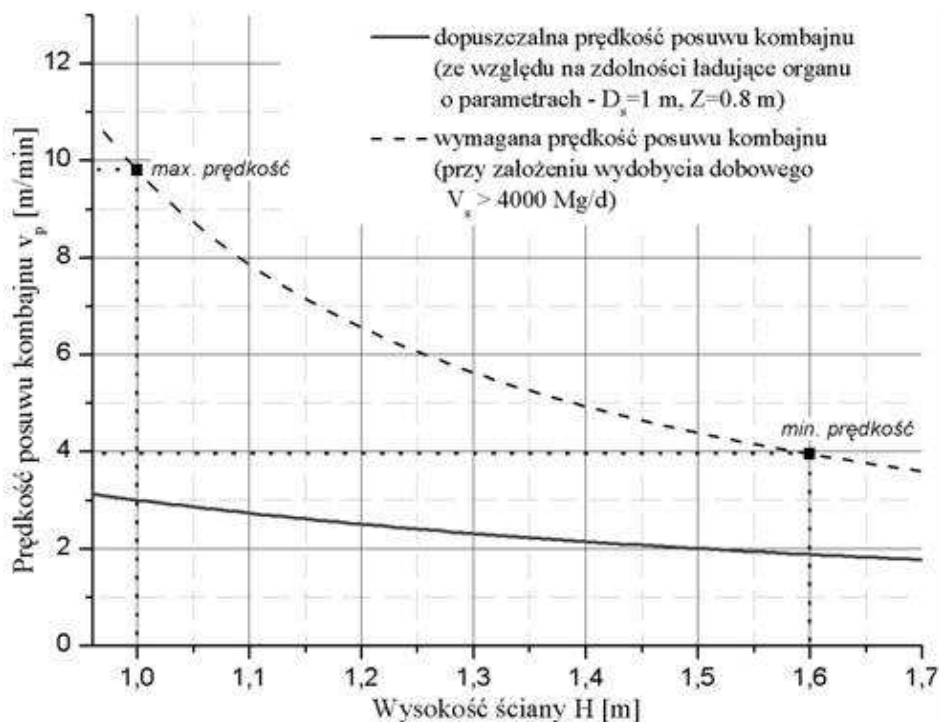
Wybór techniki urabiania zależy między innymi od warunków zalegania pokładu, zaburzeń, parametrów ściany oraz własności węgla. Jeżeli założyć wysokość ściany w zakresie $1 \div 1,6$ m to osiągnięcie wydobywania dobowego na poziomie przynajmniej 4000 Mg/dobę, przy zastosowaniu obecnie stosowanej techniki kombajnowej czy też strugowej dla znacznej większości ścian jest niemożliwe. Jest to spowodowane wieloma czynnikami wspomnianymi wcześniej, które jak wskazuje praktyka w przypadku ścian średnich nie są problemem. Jednak wraz ze zmniejszającą się wysokością przodka ścianowego stają się coraz bardziej uciążliwe i wręcz niemożliwe do rozwiązania, co w efekcie wpływa na ograniczenie wydobywania dobowego. Należy jednak nadmienić, że obecnie w Polsce pracują dwa kompleksy strugowe GH1600 firmy Bucyrus. Jeden z nich zakończył

eksploatację pokładu jednej ze ścian KWK Zofiówka z średnim wydobyciem około 3000 Mg/dobę. Drugi pracuje w kopalni LW Bogdanka, również w cienkim pokładzie, gdzie uzyskuje się wydobyć około 9000 Mg/dobę. Pokłady te mają jednak korzystne do eksploatacji kompleksami strugowymi warunki górniczo-geologiczne. Jednak liczba tych pokładów jest niewielka w stosunku do wszystkich pokładów cienkich [6].

W literaturze przedmiotowej szeroko opisywane są wady i zalety urabiania za pomocą kombajnów ścianowych jak i statycznych strugów węglowych [5, 7]. Poniżej przedstawiono pokrótce te, które mają znaczenie dla wybierania cienkich pokładów.

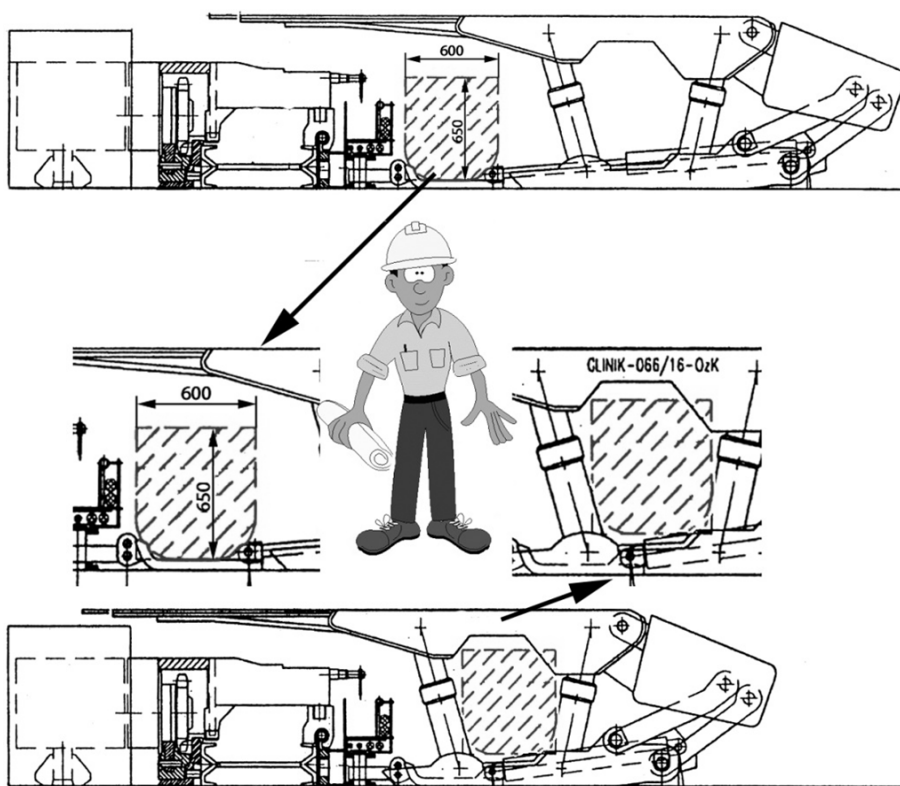
Kombajny ścianowe są z powodzeniem wykorzystywane do urabiania wszystkich rodzajów węgla, również trudnourabialanych. Doskonale radzą sobie z pokładami pofałdowanymi, z przerostami oraz skałami towarzyszącymi. Dzięki dwóm ramionom z organami można dostosowywać wysokość urabiania do zmieniających się w ścianie warunków.

Do wad należy zaliczyć sprzeczność parametrów procesu frezowania z procesem ładowania. Dobranie prędkości posuwu kombajnu oraz prędkości obrotowej organów ze względu na frezowanie powoduje ich dławienie, co skutkuje powtórными miażdżeniem urobku zwiększaniem energochłonności procesu urabiania aż wreszcie koniecznością ograniczenia prędkości posuwu (rys. 2). Dodatkowo rynna przenośnika oraz ramię organu zmniejszają furtę ładującą dławiąc prędkość strumienia ładowanego na przenośnik urobku. Rysunek 2 przedstawia przebieg minimalnej prędkości posuwu kombajnu gwarantującej uzyskanie założonego wydobywania dobowego oraz przebieg maksymalnej prędkości, przy której organ jest w stanie załadować urobek na przenośnik w funkcji wysokości ściany. Na wykresie oznaczono również kwadratowymi znacznikami minimalną oraz maksymalną roboczą prędkość posuwu kombajnu wystarczającą do uzyskania założonego wydobywania dobowego ($V_d > 4000 \text{ Mg/d}$) przy zakresie wysokości ściany $H = 1 \div 1,6 \text{ m}$. Ze względu na konstrukcję oraz zastosowane moce kombajny mają znaczne gabaryty co w połączeniu z brakiem pełnej automatyzacji ogranicza ich stosowanie w niskich ścianach oraz zmniejsza znacznie pole przejścia. Rys. 3 przedstawia pole przejścia o wymiarach 600x650 mm podczas urabiania kombajnem ścianowym przodka o wysokości 1,1 m. W tak ograniczonej przestrzeni obsługa nie jest w stanie swobodnie poruszać się i jednocześnie sterować pracą kombajnu. Dodatkowo wyróżniono pole przejścia dla dwóch skrajnych położeń przesuwnika oraz naniesiono postać człowieka o wzroście 1,75 m w celu zobrazowania problemu.



Rys. 2. Wymagane prędkości posuwu kombajnu ze względu na założone wydobywanie dobowe, proces ładowania oraz zdolność przejmowania urobku przez przenośnik

Do zalet struga należy zaliczyć prostą konstrukcję głowicy strugowej oraz pełną automatyzację, która umożliwia urabianie cienkich pokładów węgla kamiennego. Jednak strugami nie można urabiać z tą samą wydajnością węgla trudno urabialnych oraz pokładów połałdowanych z przerostami i uskokami. Problemy z kierowaniem głowicą strugową i jej statecznością ograniczają możliwość stosowania ich jedynie w ścianach niskich i ewentualnie średnich. W przypadku struga nie ma również możliwości płynnego dostosowywania wysokości urabiania do zmieniającej się na długości ściany grubości pokładu.



Rys. 3. Pole przejścia dla kompleksu kombajnowego do niskich ścian z kombajnem KSE 360 obudową Glinik-066/16-Ozk i przenośnikiem GSW-PS-750

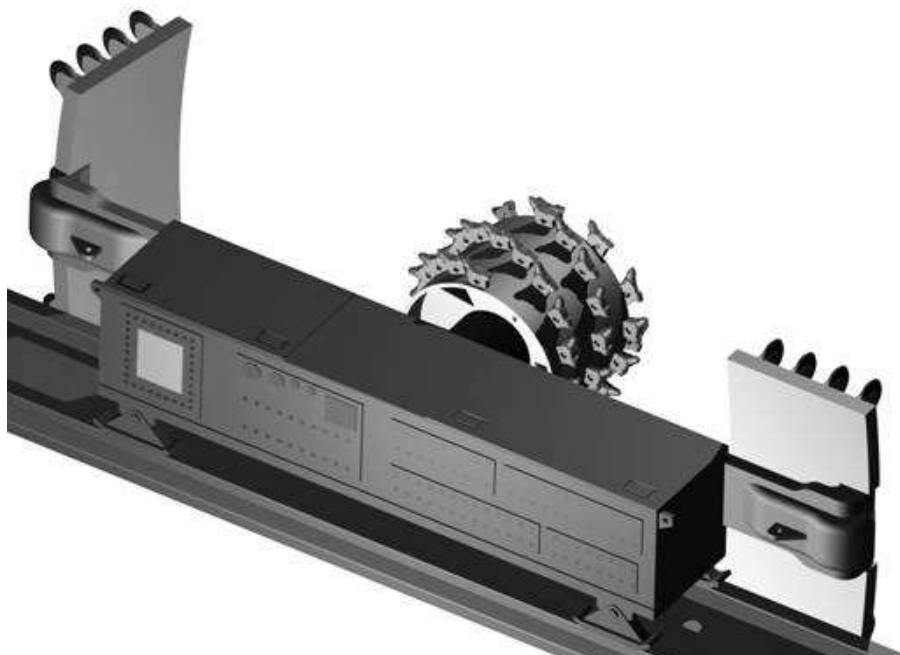
Trzeba jednak zwrócić uwagę na pewne bariery ograniczające wydobycie w pokładach cienkich, a nie związane z zastosowanymi maszynami i urządzeniami. Umowny podział tych barier na techniczne, ergonomiczne i ekonomiczne oraz ich omówienie opisano w artykułach [5].

Efektywne wybieranie cienkich pokładów węgla kamiennego pozostawia wiele problemów do rozwiązania, jednak opracowanie kompleksu ścianowego dedykowanego do tych określonych warunków umożliwi osiągnięcie założonego a przede wszystkim opłacalnego wydobywania.

3. ZAŁOŻENIA DLA KOMBAJNU JEDNOORGANOWEGO

Rozwiązaniem opisanych powyżej problemów jest zupełnie nowy, dedykowany do urabiania cienkich pokładów węgla kamiennego kompleks ścianowy wyposażony w kombajn jednoorganowy. Istotą tego rozwiązania jest

zmiana podejścia do sposobu urabiania calizny oraz ładowania urobku na przenośnik. Kombajn ten składa się z kadłuba i jednego zamocowanego centralnie organu urabiającego oraz dwóch rozkładanych ładowarek odkładniowych, dzięki którym rozwiązano problem sprzeczności parametrów frezowania z parametrami procesu ładowania. Średnica organu dobierana jest do grubości wybieranego pokładu. Załadunek urobku na przenośnik odbywa się za pomocą jednej ładowarki, która po zmianie kierunku urabiania składa się, natomiast druga ustawiana jest w pozycji roboczej (rys. 4).



Rys. 4. Model kombajnu jednoorganowego do urabiania cienkich pokładów węgla kamiennego

Zastosowanie jednego organu bębnowego pozwala na projektowanie układu nożowego w aspekcie wydajnego urabiania a noże mogą być umieszczane w dowolnym położeniu nieograniczonym płatami. Również podczas pracy na ścianie parametry kinematyczne kombajnu mogą być zwiększane bez ryzyka wystąpienia problemów z ładowaniem na przenośnik, co obok możliwości ruchowych kombajnisty było głównym czynnikiem hamującym wzrost wydobywania.

Kombajn porusza się tradycyjnie po rynnie przenośnika jednak posuw jest ciągnowy i zrealizowany za pomocą napędów znajdujących się w chodniku. Konstrukcja taka umożliwia znaczne zmniejszenie gabarytów kombajnu dzięki

usunięciu napędu posuwu, ponadto kombajn w przypadku awarii może zostać wyciągnięty do chodnika co eliminuje konieczność wchodzenia na ścianę i napraw w ograniczonej przestrzeni. Również pełna automatyzacja pracy kombajnu i pozostałych maszyn ścianowych pozwala na urabianie calizny bez obecności załogi w ścianie, co przy zakresie wysokości $1 \div 1,6$ m ma duże znaczenie dla możliwości zwiększenia prędkości posuwu, co zostało wspomniane wcześniej.

Bardzo istotnym elementem ze względu na wydajność urabiania ma czas przekładki napędów i zawrębiana, który obecnie w praktyce wynosi około $45 \div 60$ minut. Kombajn wyjeżdża po rynnie przenośnika do chodnika na tyle, aby możliwe było zrealizowanie przekładki bez konieczności zawrębiana. Uzyskuje się wtedy krótki czas przekładki a ponadto urabianie odbywa się pełnym zabieorem na całej długości ściany. Kombajn ma możliwość wyjechania do chodnika dzięki małej długości, zróżnicowaniu poziomu spągu chodnika w stosunku do spągu ściany oraz zabudowaniu napędów łańcucha oraz przenośnika pod jego wysypem czy zwrotnią.

Ścianowy kompleks kombajnowy jest zestawem maszyn i urządzeń współpracujących w celu urobienia, załadowania oraz odstawienia minerału użytecznego z wyrobiska ścianowego. Najważniejszymi elementami kompleksu są zmechanizowana obudowa ścianowa, ścianowy przenośnik zgrzeblowy oraz kombajn ścianowy. Maszyny te ściśle ze sobą współpracują stąd też, efektywna praca kompleksu wymaga ich prawidłowego zestawienia (pod kątem parametrów geometrycznych i kinematycznych), pozwalającego na osiągnięcie założonego wydobycia dobowego. Przyjęto, że dla ściany o zakresie wysokości $H = 1 \div 1,6$ m zadawalającym będzie osiągnięcie wydobycia dobowego wynoszącego $V_s \geq 4000$ Mg na dobę.

Aby poprawnie dobrać maszyny i urządzenia kompleksu ścianowego należy określić parametry wyrobiska ścianowego, w którym ma on pracować. Założono następujące wartości tych parametrów:

- wysokość ściany w zakresie $H = 1 \div 1,6$ m,
- długość ściany $L \geq 200$ m,
- nachylenie podłużne do 20° ,
- nachylenie poprzeczne do $\pm 5^\circ$,

Założono również urabianie dwukierunkowe z zabieorem $Z = 0,8$ m oraz czasami przekładki oraz organizacyjnym równymi $t_p + t_o \leq 30$ min.

Obliczenia parametrów maszyn kompleksu przeprowadzono za pomocą wzorów literaturowych [1].

Dla tak przyjętych danych wymagana prędkość posuwu kombajnu dla wysokości ściany $H = 1$ m wynosi $v_p \geq 9,8$ m/min. Rysunek 3 przedstawia przebieg minimalnej prędkości posuwu kombajnu, gwarantującej uzyskanie założonego wydobycia dobowego. Na podstawie wydajności objętościowej kombajnu obliczono parametry przenośnika ścianowego o wystarczającej zdolności

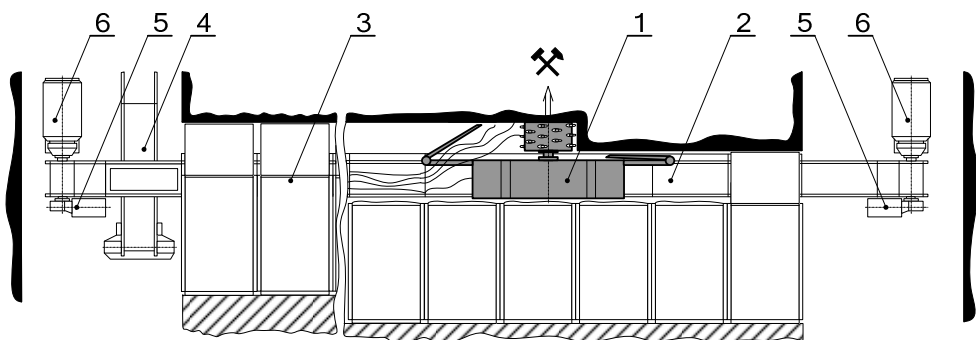
przejmowania urobku. Dla omawianego zakresu wysokości ścian, powinien on mieć następujące parametry:

- szerokość rynny $s_r = 850$ mm,
- wysokość rynny $w_r = 200$ mm,
- długość rynny 1,5 m,
- wydajność $Q_t = 1200$ Mg/h,
- prędkość łańcucha $v_t = 1,3$ m/s,

Parametry przenośnika ograniczają dopuszczalną prędkość posuwu kombajnu z uwagi na zdolność przejmowania urobku przez przenośnik. Dla wysokości ściany $H = 1$ m dopuszczalna prędkość wynosi $v_p \leq 10,3$ m/min (ruch zgodny) oraz $v_p \leq 14$ m/min (ruch przeciwny) [5]. Mając na uwadze, że kombajn jednoorganowy w zakresie wysokości urabiania $H = 1 \div 1,6$ m ma uzyskać wydobyte dobowe $V_s \geq 4000$ Mg na dobę wystarczającym jest aby robocza prędkość posuwu wynosiła maksymalnie $v_p = 12$ m/min. Dla tak przyjętej prędkości sekcja obudowy zmechanizowanej o podziałce (szerokości) $t_{ob} = 1,5$ m musi przestawiać się w czasie co najwyżej $t_{st} \leq 7,5$ s.

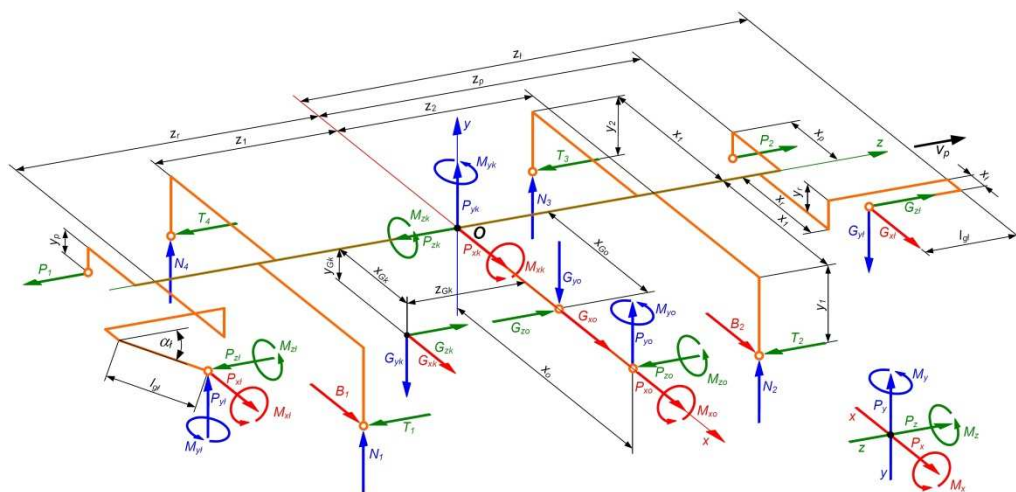
4. MODEL KOMPLEKSU ŚCIANOWEGO

Rysunek 6 przedstawia schemat zmechanizowanego kompleksu ścianowego wyposażonego w kombajn jednoorganowy 1, ścianowy przenośnik zgrzeblowy 2, podścianowy przenośnik zgrzeblowy 4 oraz zmechanizowaną podporową obudowę ścianową 3. Usytuowanie silników napędów przenośnika zgrzeblowego 6 oraz silników napędowych posuwu kombajnu 5 wynika z prowadzenia łańcucha napędowego, który będzie zabudowany na przenośniku od strony zrobów.



Rys. 5. Schemat zmechanizowanego kompleksu ścianowego wyposażonego w kombajn jednoorganowy

Na podstawie analizy procesu urabiania i ładowania oraz współpracy maszyn i urządzeń przedstawionego kompleksu ścianowego opracowano model obciążenia przedmiotowego kombajnu jednoorganowego (rys. 6). Istotne jest położenie środka układu współrzędnych względem kombajnu oraz kierunki i zwroty poszczególnych jego osi. Środek układu współrzędnych znajduje się w punkcie przecięcia osi organu z prostopadłą do niej płaszczyzną symetrii kadłuba kombajnu. Kierunek osi x jest zgodny z osią organu, oś z biegnie wzdłuż kadłuba kombajnu a oś y skierowana jest ku stropowi.



Rys. 6. Schemat obciążenia kombajnu

Zamieszczony na rysunku 6 schemat przedstawia siły i momenty obciążające kombajn. Na schemat ten naniesiono obciążenie pochodzące od procesu urabiania ($P_{xo}, P_{yo}, P_{zo}, M_{xo}, M_{yo}, M_{zo}$) i ładowania ($P_{xl}, P_{yl}, P_{zl}, M_{xl}, M_{yl}, M_{zl}$) będące czynnym obciążeniem kombajnu. Opory urabiania zredukowane są na koniec organu. Opory ładowania zredukowane są do środka ciężkości ładowarki. Dodatkowo na kombajn, organ oraz ładowarki działają siły ciężkości, ich składowe oznaczono kolejno $G_{xk}, G_{yk}, G_{zk}, G_{xo}, G_{yo}, G_{zo}, G_{xl}, G_{yl}, G_{zl}$. Aby nie komplikować nadmiernie schematu składowe siły ciężkości pochodzące od masy ładowarki zostały zaznaczone tylko na jednej z nich. Wymienione opory urabiania, ładowania oraz obciążenie grawitacyjne można zredukować do sił i momentów względem środka przyjętego układu współrzędnych. W wyniku tej operacji otrzymuje się zredukowane obciążenie kadłuba kombajnu ($P_{zk}, P_{yl}, P_{zk}, M_{xk}, M_{yk}, M_{zk}$). Ten zredukowany układ sił i momentów musi zostać zrównoważony przez siłę posuwu generowaną przez łańcuch oraz siły powstające w miejscu kontaktu kombajnu z

trasą po której jest prowadzony. Siłę posuwu oznaczono na schemacie jako P_1 i P_2 , gdzie P_1 jest obciążeniem wynikającym z siły napięcia łańcucha a siła P_2 jest sumą czynnej siły posuwu oraz siły pochodzącej od napięcia łańcucha. Reakcje pionowe w płozach oznaczono kolejno N_1, N_2, N_3, N_4 a boczne B_1, B_2 . Reakcje te dodatkowo wywołują siły oporu przemieszczania oznaczone T_1, T_2, T_3, T_4 . Na schemacie oznaczono wymiary konieczne do przeprowadzenia obliczeń. Wymiary podano względem osi układu współrzędnych. Kadłub kombajnu wraz organem i ramionami ładowarek jest symetryczny względem płaszczyzny Oxy. W zależności od kierunku urabiania jedna z ładowarek znajduje się w pozycji roboczej, czyli wychylona jest o kąt α , który mierzony jest w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny Oxz.

Proces ładowania w przypadku przedmiotowego kombajnu polega na przemieszczeniu urobku po powierzchni ładowarki na przenośnik zgrzeblowy. Stąd też opory te wynikać będą z ilości zgromadzonego między ładowarką a organem urobku (współczynnik rozluźnienia urobku, objętość, gęstość itp.), wartości oporów przemieszczania urobku o spąg, ładowarkę, ocios i kombajn oraz tarcia wewnętrznego urobku. Ponadto uwzględnić należy, że część urobku zostanie załadowana bez użycia ładowarki przestrzenią znajdującą się pod kadłubem kombajnu a między jego płozami.

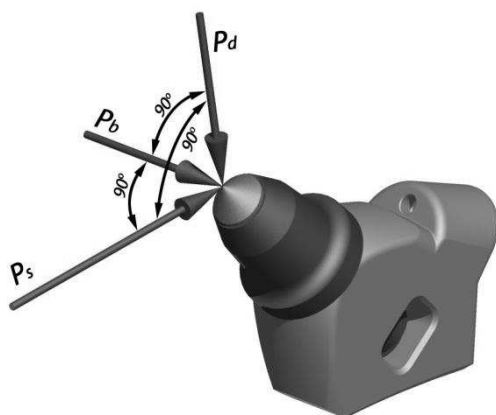
Wartość sił urabiania można wyznaczyć doświadczalnie lub na drodze analitycznej. Na potrzeby tego modelu zastosowana zostanie metoda analityczna co jednak nie wyklucza możliwości użycia rzeczywistych przebiegów do analizy obciążenia organu.

5. OBCIĄŻENIE ORGANU SIŁAMI SKRAWANIA

Mechanika skrawania materiałów kruchych (np. węgiel) była i nadal jest przedmiotem licznych badań. Powstało wiele modeli, które opisują zależność między siłami urabiania a parametrami materiału kruchego. Do teoretycznych modeli odnoszących się w szczególności do materiałów kruchych można zaliczyć model Nishimatsu, Kasjana, Evansa, Zniszczyńskiego, Bierona czy Frołowa [8, 9]. Jednak analizy porównawcze wyników badań empirycznych i obliczeń teoretycznych sił działających na organ wykazały, że przytoczone modele można stosować jedynie do uzyskania przybliżonych wartości sił skrawania [10]. Problemy w określeniu oporów skrawania są szczególnie widoczne w przypadku węgla, który jest minerałem anizotropowym, często uławiconym z licznymi spękaniem i wtrąceniami.

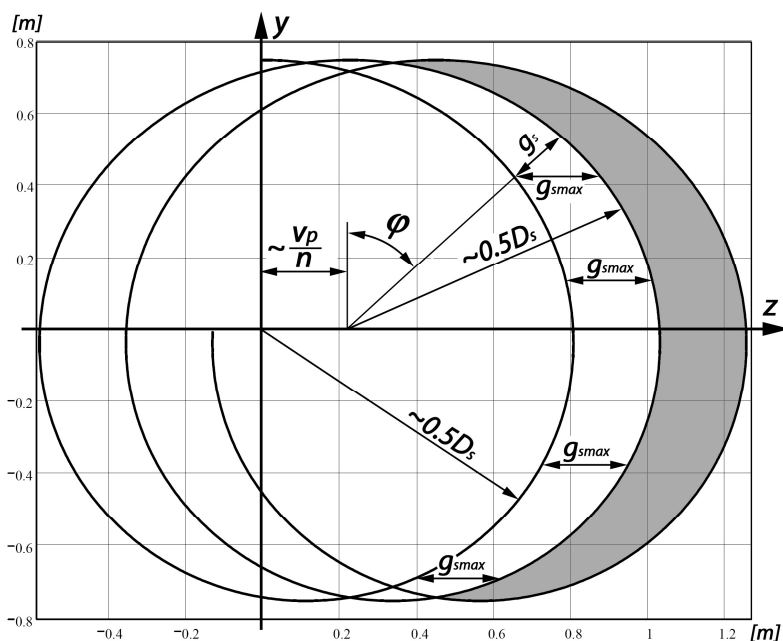
Do wyznaczenia składowych sił oporu skrawania z powodzeniem można stosować model empiryczny, który jest wynikiem wieloletnich prac badawczych nad zagadnieniami procesu urabiania. Na pojedyncze narzędzie działa siła

skrawania, docisku oraz boczna (rys. 7). W metodzie empirycznej przyjmuje się, że największą siłą jest siła skrawania P_s i jest ona liniowo zależna od głębokości i powierzchni skrawu. Według opracowanych wzorów siła docisku P_b jest zależna od siły skrawania a siły boczne w przypadku skrawu otwierającego znoszą, co daje $P_b = 0$ [1].



Rys. 7. Siły skrawania działające na nóż

Ruch narzędzia na organie jest złożeniem prędkości posuwu kombajnu v_p oraz prędkości obrotowej organu n . W wyniku analizy kinematyki ruchu ostrza narzędzia uzyskujemy wzory określające zmianę jego położenia podczas urabiania, co w efekcie daje głębokość skrawania g_s , potrzebną do wyliczenia sił skrawania. Wykres zamieszczony na rysunku 8 przedstawia położenie ostrza narzędzia dla zadanej prędkości posuwu $v_p = 9$ m/min, prędkości obrotowej organu $n = 40$ 1/min oraz średnicy organu $D_s = 1500$ mm. Dla uproszczenia przedstawiono skraw dla jednego narzędzia w linii skrawania. Zacięniowany obszar jest przekrojem kolejnego skrawu.



Rys. 8. Trajektoria ostrza noża na organie podczas urabiania.

Trajektorię otrzymano wykreślając wykres parametryczny funkcji $z(t)$ i $y(t)$ przedstawionych wzorami 1 i 2.

$$z(t) = \frac{D_s}{2} \sin(2\pi nt) + v_p t \quad (1)$$

$$y(t) = \frac{D_s}{2} \cos(2\pi nt) \quad (2)$$

Głębokość skrawania podczas jednego skrawu zmienia się od zera do wartości maksymalnej a następnie znów maleje do zera. Wzory określające położenie ostrza noża podczas urabiania całizny pozwalają na wyprowadzenie dokładnych wartości głębokości skrawania, jednak w praktyce stosuje się przybliżony wzór 3.

$$g_s = g_{smax} \cdot \sin \varphi \quad (3)$$

Maksymalną wartość głębokości skrawania dla prędkości posuwu v_p , prędkości obrotowej organu n , oraz liczby noży w podziale skrawania z zapisano wzorem 4.

$$g_{s \max} = \frac{v_p}{n \cdot z} \quad (4)$$

Znając chwilową wartość głębokości skrawania można przy użyciu wspomnianych wzorów empirycznych wyznaczyć siły oporów urabiania dla pojedynczego narzędzia. Wzory 5 i 6 przedstawiają zależności na siły skrawania P_s oraz docisku P_d .

$$P_s = A \frac{0,3 + 0,35b_n}{(b_n + g_s \operatorname{tg} \psi) k_\psi} g_s t_s k_\gamma k_s k_{od} k_{ks} k_\Phi \frac{1}{\cos \xi} \quad (5)$$

$$P_d = k_p P_s - P_s \operatorname{tg} (\gamma_n - \rho_n) = k P_s \quad (6)$$

gdzie:

A – wskaźnik skrawalności, N/cm,

b_n – szerokość noża, cm,

g_s – głębokość skrawania, cm,

ψ – kąt bocznego rozkruszania, stopnie,

t_s – podziałka skrawania, cm,

k_ψ – współczynnik określający wpływ zwięzłości węgla na wartość siły skrawania,

k_γ – współczynnik określający wpływ kąta natarcia na wartość siły skrawania,

k_s – współczynnik uwzględniający wpływ sposobu rozmieszczenia noży na organie na wartość siły skrawania,

k_Φ – współczynnik uwzględniający wpływ kształtu powierzchni natarcia na wartość siły skrawania,

ξ – kąt określający odchylenie noża od płaszczyzny prostopadłej do osi obrotu organu, stopnie,

k_{ks} – współczynnik wpływu kształtu skrawu na wartość siły skrawania,

k_{od} – współczynnik uwzględniający wpływ odprężenia calizny na wartość siły skrawania,

ρ_n – kąt tarcia noża o skałę, stopnie,

γ_n – kąt natarcia ostrza, stopnie,

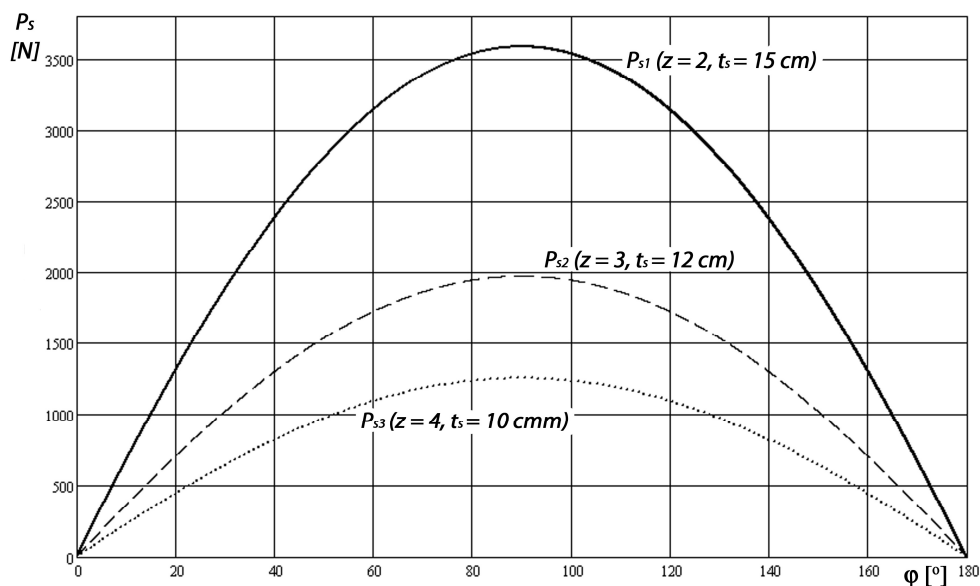
k_p – współczynnik uwzględniający wpływ głębokości skrawania na wartość siły docisku,

k – współczynnik określający wartość P_d w stosunku do P_s .

Powyższe współczynniki i parametry, oprócz głębokości skrawania g_s i wskaźnika skrawalności A , zostały opracowane na podstawie badań i pomiarów. Głębokość skrawania g_s zależy od położenia noża podczas skrawania calizny,

natomiast wartość wskaźnika skrawalności A należy wyznaczyć eksperymentalnie dla konkretnego minerału [1].

Mając składowe siły urabiania na pojedyncze narzędzie można drogą redukcji sił i momentów otrzymać obciążenie organu nożami będącymi w strefie skrawania. Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, że rozmieszczenie noży na organie a w szczególności ich podziałka i ilość w linii skrawania wpływają na obciążenie pojedynczego narzędzia. Dla analizy porównawczej wystarczy wziąć pod uwagę siłę skrawania, ponieważ jest ona największa. Na rysunku 9 zamieszczono wykres sił skrawania noża, będącego w strefie skrawania, dla różnej liczby noży w linii skrawania oraz różnej podziałki.



Rys. 9. Porównanie wartości sił skrawania w zależności od podziałki i głębokości skrawania

Model obciążenia organu zostanie wykorzystany do analizy porównawczej obciążenia przedmiotowego kombajnu z obciążeniem kombajnów stosowanych obecnie, a zatem wymagana jest jedynie stałość przyjętych warunków dla obu przypadków.

6. PODSUMOWANIE

Duży udział cienkich pokładów węgla kamiennego w zasobach polskiego oraz światowego górnictwa jak również wysokie koszty ich eksploatacji zmuszają kopalnie do poszukiwania nowych możliwości opłacalnego ich eksploataowania przy zachowaniu wymaganego bezpieczeństwa i komfortu pracy załogi. Zaproponowany kombajn jednoorganowy rozwiązuje szereg przedstawionych w artykule problemów związanych eksploatacją omawianych pokładów. Prezentowane rozwiązanie jest konstrukcją nową, znacznie różniącą się od obecnie produkowanych kombajnów ścianowych, co wymusza konieczność wprowadzenie wielu zmian w konstrukcji maszyn z nim współpracujących w celu stworzenia szeregu kompatybilnych urządzeń tworzących wyspecjalizowany kompleks kombajnowy do cienkich pokładów. Pełna automatyzacja procesu przy jednoczesnym rozdzieleniu procesu ładowania od procesu frezowania umożliwia osiągnięcie założonego wydobywania dobowego bez obecności załogi w ścianie.

Zaprezentowany model obciążenia kombajnu pozwoli na opracowanie przebiegów obciążenia poszczególnych węzłów kompleksu w zależności od zadanych parametrów geometrycznych, kinematycznych oraz warunków górniczo-geologicznych. Proces skrawania generuje na kombajn największe siły oporu, stąd precyzyjne określenie ich wartości jest konieczne do uzyskania wiarygodnych wyników obciążenia kombajnu. Pomimo anizotropowości węgla dokładność zaprezentowanej metody empirycznej jest zadawalająca i wystarczająca do przeprowadzenia analizy obciążenia poszczególnych węzłów kombajnu ścianowego. Należy zaznaczyć, że, przyjęty sposób redukcji sił obciążających pojedyncze narzędzie nie wyklucza użycia innego modelu czy te zastosowania rzeczywistych przebiegów sił uzyskanych doświadczalnie.

7. LITERATURA

- [1] Krauze K.: Urabianie skał kombajnami ścianowymi. Wydawnictwo Naukowe „Śląsk”, Katowice, 2002
- [2] Krauze K., Wydro T.: Frezujące kombajny ścianowe dla cienkich pokładów – wymagania konstrukcyjne i ruchowe, *Maszyny Górnicze*, 3/2006,
- [3] Kicki J., Sobczyk E.: Węgiel kamienny jako podstawowy nośnik energetyczny w Polsce z perspektywy bazy zasobowej, *Polityka Energetyczna*, Zeszyt specjalny 1, 10/2007,
- [4] Sobczyk J.: Zasoby węgla kamiennego w Polsce a możliwość zaspokojenia potrzeb energetyki, *Polityka energetyczna*, 1/2008,
- [5] Krauze K., Bołoz Ł.: Koncepcja wydobywania cienkich pokładów węgla kamiennego, *Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze* 3/2009,

- [6] Gregorski P.: Prawne i formalne problemy występujące w trakcie wdrażania przez firmę Bucyrus pierwszych w Polsce w pełni zautomatyzowanych kompleksów strugowych w Kopalniach „Zofiówka” i „Bogdanka”, Prezentacja na II Międzynarodowa Konferencja nt. „Problemy bezpieczeństwa w budowie i eksploatacji maszyn i urządzeń górnictwa podziemnego”, Ustroń, 16-18 czerwca 2010,
- [7] Krauze K.: Eksploatacja cienkich pokładów wyrobiskami ścianowymi wyposażonymi w kompleks kombajnowy lub strugowy, Materiały XVII SEP, Kraków 2009,
- [8] Jonak J.: Teoretyczne podstawy urabiania skał stożkowymi nożami obrotowymi. Wydawnictwo Uczelniane, Lublin 1998,
- [9] Zagórski K.: Badania procesu skrawania tworzyw węglowych WPW celem doboru optymalnych warunków obróbki, praca doktorska, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 2010,
- [10] Krauze K., Kotwica K., Bochenek W.: Badania oporów urabiania pojedynczymi narzędziami skrawającymi. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 1/1996,

LOAD MODELLING OF CUTTING DRUM OF NEW CONSTRUCTION LONGWALL SHEARER.

An article depicts the conception of thin beds of hard coal operating, by the use of mining wall complex equipped with one-cuttinghead shearer. The model of longwall shearer load including chain drive was presented. Particular stress was put on cutting drum modeling. The possibility of well known cutting tools load models usage was analysed and the model based on machinability index was shown. As a result it was possible to elaborate load curve of reduced cutting load according to the location of the tools on its surface.

XI. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ PROCESU ŁADOWANIA FREZUJĄCYMI ORGANAMI ŚLIMAKOWYMI

Krzysztof KRAUZE¹, Tomasz WYDRO¹

¹Katedra maszyn Górniczych, Przeróbczych i Transportowych Akademii Górniczo-Hutniczej im. St. Staszica w Krakowie

W artykule przedstawiono wyniki badań procesu ładowania frezującymi organami ślimakowymi o różnym kącie nawinięcia płatów. Sprawdzono wpływ na jakość ładowania współczynników wypełnienia organu k_w i rozłuzowania urobku k_r przy zadanych parametrach kinematycznych kombajnu i organu takich jak prędkość posuwu v_p i obroty organu n . Przeprowadzona analiza badań pozwoliła na sformułowanie wniosków dotyczących sprawności ładowania organami które były wykorzystane podczas badań.

1. WPROWADZENIE

Wydobycie węgla kamiennego w Polsce odbywa się przy zastosowaniu kombajnowych kompleksów ścianowych. Do głównych maszyn i urządzeń kompleksu ścianowego należy zaliczyć maszynę urabiającą – ładującą jaką jest kombajn ścianowy. Elementami roboczymi w kombajnie ścianowym są frezujące organy ślimakowe, które mocowane są na ramionach kombajnu. Do zadań frezujących organów ślimakowych należy realizacja jednocześnie dwóch procesów. Jednym z procesów jest frezowanie czyli oddzielanie kawałków węgla od calizny węglowej. Drugi proces, to proces ładowania urobku polegający na ciągłym odprowadzaniu urobionego węgla na przenośnik ścianowy. Spójność pracy tych dwóch procesów uniemożliwia w warunkach rzeczywistych przeprowadzenie obserwacji procesu ładowania i dokonania jakichkolwiek pomiarów i analiz.

W związku z tym przeprowadzane badania i pomiary opisywane w literaturze miały charakter modelowy lub stanowiskowy, gdyż tylko w takich warunkach możliwy jest rozdział tych funkcji organu. W związku z tym, że trudno było by przeprowadzić badania w warunkach rzeczywistych zdecydowano się na przeprowadzenie badań laboratoryjnych. Przedmiotowe badania zostały przeprowadzone w laboratorium Katedry Maszyn Górniczych, Przeróbczych i

Transportowych AGH. W badaniach uwzględniono wpływ wybranych parametrów konstrukcyjnych organu na sprawność ładowania, a także jaki wpływ ma współczynnik wypełnienia organu k_w i współczynnik rozluźnienia k_r urobku na jakość ładowania.

2. CEL I ZAŁOŻENIA DO BADAŃ

Celem przedmiotowych badań było sprawdzenie w jakim stopniu wybrany parametr konstrukcyjny oraz współczynnik wypełnienia organu k_w i współczynnik rozluźnienia k_r urobku mają wpływ na sprawność ładowania. Zakres i wielkości tych współczynników zostały określone na podstawie badań empirycznych i przyjmowane są w granicach $k_w=0÷1$, $k_r>1$, jak podaje literatura[4, 6].

Wybrany parametrem konstrukcyjnym do badań został przyjęty kąt nawinięcia płatów ślimaka α_2 . Według literatury [1] optymalną wartość tego kąta możemy określić w zakresie 20° , a 22° . Dlatego w przedmiotowych badaniach chciano sprawdzić jaki wpływ na proces ładowania mają kąty poniżej i powyżej wspomnianego zakresu. Następnie do badań został przyjęty model analityczny procesu ładowania frezującymi organami ślimakowymi, który został opisany już wcześniej w literaturze [1, 2, 4].

Zgodnie z przyjętym celem pracy określono założenia i wytyczne do badania procesu ładowania frezującym organem ślimakowym:

- konieczność rozdzielenia funkcji frezowania i ładowania, które w warunkach rzeczywistych realizowane są równolegle,
- powyższe założenie może być spełnione tylko w warunkach badań laboratoryjnych,

Z przedstawionych powyżej założeń wynika, że badania procesu ładowania będą mieć charakter stanowiskowych badań laboratoryjnych. Jest to spowodowane faktem, iż w warunkach rzeczywistych rozdzielenie funkcji frezowania od ładowania jest praktycznie nie możliwe. W związku z powyższym badania procesu ładowania zostaną przeprowadzone na specjalnie do tego celu przygotowanym stanowisku badawczym, na którym będzie możliwy pomiar oporów i sprawności procesu ładowania. Urobek wykorzystany do badań zostanie odpowiednio dobrany pod względem własności i klasy ziarnistości do rzeczywistych parametrów zastosowanego organu. Do badań zostaną wykorzystane specjalnie zaprojektowane ślimakowe organy urabiające o określonych kątach nawinięcia płata ślimaka. Kąty te, będą się zawierać w przedziale pomiędzy 15° , a 26° . Specjalnie zaprojektowany układ pomiarowy pozwoli określić pobór mocy i wielkości niezbędne do obliczenia sprawności ładowania. Zaproponowana metodyka i plan badań pozwolą uwzględnić zakres współczynników k_w i k_r mających wpływ na proces ładowania.

3. PLAN I METODYKA BADAŃ

Głównym założeniem do badania uwzględniającym wpływ współczynników k_w i k_r na proces ładowania jest zależność na prawidłowy przebieg ładowania, czyli, by objętość wewnętrzna organu V_o była większa od ilości urobku powstającego podczas urabiania V_u dla jednego lub dwóch organów. Zależności te zostały opisane literaturze [2] dla pracy organów z ładowarkami i bez ładowarek. W nierównościach tych (opisanych literaturze [2]) występują takie parametry jak objętości urabiania organu przedniego i tylnego które można opisać za pomocą zależności:

objętość urobku dla organu przedniego:

$$V_{up} = V_u \frac{D_s z v_p k_r k_L}{n} \quad (1)$$

i objętość urobku dla organu tylnego:

$$V_{ut} = \frac{(H - D_s) z v_p k_r k_L}{n} \quad (2)$$

Gdzie:

- V_u - wydajność urabiania organu,
- D_s - średnica organu,
- H - wysokość urabianej ściany,
- Z - zabiór,
- k_r - współczynnik rozluźniania urobku,
- k_L - współczynnik określający ilość załadowanego urobku bez udziału organu.
- k_w - współczynnik wypełnienia organu

W związku z powyższym możemy przyjąć iż, badaniom zostanie poddany tylko jeden organ, przedni, gdyż on urabia całą swoją średnicę. Współczynnik k_L został przyjęty równy 1, ponieważ założono, że podczas badań cały urobek zostanie załadowany za pomocą frezującego organu ślimakowego. Z zależności (1) wynika, że:

$$k_w \geq \frac{D_s \cdot z}{v_o} \cdot \frac{v_p}{n} \cdot k_r \quad (3)$$

gdzie:

$$\frac{D_s \cdot z}{v_o} \text{ -parametry konstrukcyjne organu,}$$

$$\frac{v_p}{n} \text{ - parametry kinematyczne,}$$

Z powyższego wzoru (3) wynika, że można ustalić (dobrać) wymagane dla danych warunków parametry konstrukcyjne organu lecz bez układu nożowego. W tym przypadku konieczne jest utworzenie urobku o określonym wcześniej składzie ziarnowym, za pomocą którego będzie można regulować współczynnik rozluźniania urobku k_r . Wówczas dla określonego współczynnika k_r i parametrów konstrukcyjnych stałych dla danego organu kąt nawinięcia płata, współczynnik wypełnienia k_w można regulować przez zmianę prędkości posuwu v_p lub obrotów organu n .

W związku z powyższym parametrem przyjmowanym i stałym podczas badania procesu ładowania będzie, współczynnik rozluźniania urobku k_r . Współczynnik k_r określony będzie poprzez odpowiednio przygotowany urobek i wyznaczony zgodnie z przyjętą procedurą. Drugim parametrem przyjmowanym i stałym jest współczynnik wypełnienia organu k_w . Współczynnik ten określony jest za pomocą regulacji prędkości posuwu v_p i obrotów organu n . Trzecim parametrem stałym będzie przyjęty kąt wzniosu (nachylenia) linii śrubowej płatów ślimaka α_2 .

Parametrami mierzonymi podczas badań będą:

- pobór mocy oporów ładowania N_l mierzony na silniku organu ładującego w funkcji sprawność ładowania organem η_l .
- pobór mocy oporów ładowania N_{vp} mierzony na silniku posuwu w funkcji sprawność ładowania organem η_l .
- sprawność ładowania organem η_l , mierzona jako przekrój poprzeczny pryzmy urobku.

Podczas badań odpowiedni dobór prędkości obrotowej n oraz prędkości posuwu v_p , pozwoli regulować stopień wypełnia organu, czyli określać wielkość współczynnika k_w . Zakres wartości prędkości obrotowej n oraz prędkości posuwu v_p został ustalony w oparciu o rzeczywiste parametry konstrukcyjne i kinematyczne organów ślimakowych użytych do badań. Wartości tych parametrów zostały zawarte w tabelach sporządzonych dla każdego organu z osobna (przykład tabela 1). Do sporządzenia tej tabeli posłużyła zależność (3). Tabela ilustruje wartości współczynnika wypełnienia organu k_w w zależności od prędkości posuwu v_p i obrotów organu n dla różnych współczynników rozluźniania urobku k_r . Umożliwia ona łatwy i szybki dobór prędkości posuwu i obrotów organu w celu otrzymania wymaganego w danym badaniu współczynnika wypełnienia organu.

Na podstawie parametrów określonych (zaznaczonych) w tabeli I można będzie przeprowadzić badania, a analiza wyników tych badań pozwoli na ocenę wpływu współczynników k_w i k_r na sprawność ładowania w funkcji obrotów organu i prędkości posuwu.

Badania procesu ładowania zostały przeprowadzone dla pięciu organów o różnym kącie wzniosu linii śrubowej płatów. Został oceniony wpływ k_w i k_r na obciążenie organu urabiającego dla prac bez ładowarki. Ponadto oceniono jaki wpływ ma kąt wzniosu linii śrubowej płata na jakość procesu ładowania.

TABLICA I. Wartości współczynnika wypełnienia organu k_w i współczynnika rozluźowania k_r dla organu o kącie nawinięcia płatów $15^\circ 33'$

Lp.	Współczynnik rozluźowania k_r (granulacja)	Obroty [obr/min]	Współczynnik wypełnienia k_w							
			Prędkość posuwu v_p [m/min]							
			1	2	3	4	5	6	7	8
1	1,55 (0 – 10 mm)	40	0,278	0,557	0,835	1,114	1,392	1,670	1,949	2,227
2		80	0,139	0,278	0,418	0,557	0,696	0,835	0,974	1,114
3		120	0,093	0,186	0,278	0,371	0,464	0,557	0,650	0,742
4	1,8 (10 – 25 mm)	40	0,323	0,647	0,970	1,293	1,617	1,940	2,263	2,587
5		80	0,162	0,323	0,485	0,647	0,808	0,970	1,132	1,293
6		120	0,108	0,216	0,323	0,431	0,539	0,647	0,754	0,862
7	1,8 (25 – 45 mm)	40	0,323	0,647	0,970	1,293	1,617	1,940	2,263	2,587
8		80	0,162	0,323	0,485	0,647	0,808	0,970	1,132	1,293
9		120	0,108	0,216	0,323	0,431	0,539	0,647	0,754	0,862

4. FREZUJĄCE ORGANY ŚLIMAKOWE

Frezujące organy ślimakowe (rys.1.) mocowane są na ramionach kombajnów ścianowych. Do cech charakterystycznych organów urabiających zaliczamy:

- parametry kinematyczne,
- parametry geometryczne,

Parametry geometryczne to:

- średnica organu D_s [m]
- głębokość zabioru Z [m]
- liczba płatów (wchodów) i
- średnica bębna piasty d [m]
- skok płata ślimaka s [m]
- kąt pochylenia płatów ślimaka α_2 [°]
- kształt piasty

Parametry kinematyczne to:

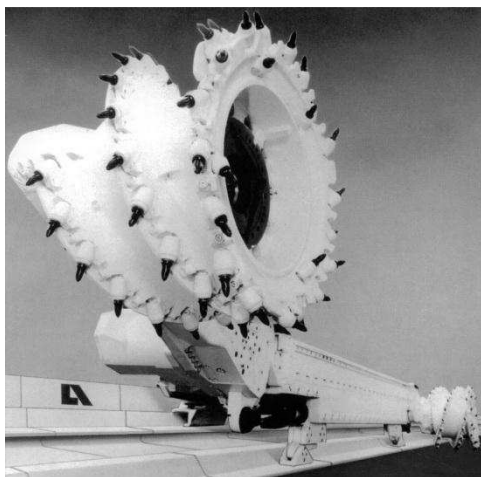
- prędkość obrotowa organu n [obr/min]
- prędkość skrawania V_s [m/s]
- prędkość posuwu V_p [m/s]
- kierunek obrotu organu

Wymienione powyżej parametry konstrukcyjne i kinematyczne organu urabiającego, w procesie ich doboru, muszą spełnić określone wymagania (kryteria). Do tych wymagań zalicza się uzyskanie założonej [1]:

- wydajności,
- sprawności ładowania,
- trwałości i niezawodności,
- granulacji urobku,
- wartości i zmienności obciążenia.

Stąd też można spotkać organy o różnych wymiarach i kształtach dostosowanych do parametrów kinematycznych maszyny urabiającej oraz warunków górniczo – geologicznych. Jednak w każdym z tych przypadków główną funkcją organów jest urabianie poprzez frezowanie oraz w wielu przypadkach dodatkowo ładowanie.

Porównanie w tabeli 1 głównych parametrów konstrukcyjnych (średnica organu, zabiór) oraz kinematycznych (prędkość posuwu, obroty) produkowanych i stosowanych obecnie w różnych maszynach urabiających frezujących organów potwierdza powyższe stwierdzenie [5].



Rys.1. Frezujący organ ślimakowy na ramieniu kombajnu ścianowego

TABELA II. Porównanie wybranych parametrów organów różnych maszyn urabiających [5]

Parametr Maszyna	Średnica organu D [mm]	Zabior Z [mm]	Prędkość posuwu v [m/min]	Obroty organu n [obr/min]
Kombajn ścianowy	900 ÷ 3000	650 ÷ 1000	0 ÷ 10	30 ÷ 60
Frezarka drogowa	300 ÷ 1200	450 ÷ 4500	0 ÷ 5	80 ÷ 250
Frezarka spągowa / kombajny odkrywkowe	300 ÷ 1000	450 ÷ 4500	0 ÷ 5	80 ÷ 250

Organy w zależności od miejsca ich montażu mogą mieć minimalną średnicę wynoszącą nawet 300 mm (frezarki drogowe), a maksymalną 3000 mm (kombajny ścianowe). Natomiast zabior tych organów może się mieścić przedziale od 650 mm (kombajny ścianowe) do 4500 mm (frezarki drogowe). Podobna sytuacja występuje w przypadku parametrów kinematycznych, z tym, że widać tu już korelację między średnicą organu i obrotami, czy prędkością posuwu i zabiorem [5].

W związku z powyższym, do badań przeprowadzonych w Katedrze MGPiT zostały użyte organy urabiające cztreowchodowe o płatach zachodzących. Współczynnik uwzględniający kształt piasty organu przyjęto dla wszystkich organów taki sam i wynosi $k_{kp} = 1$.

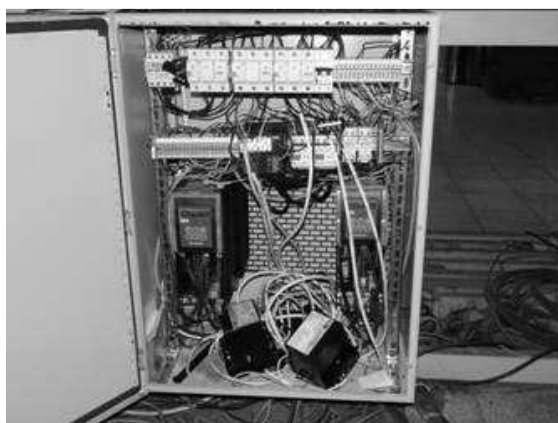
Parametry konstrukcyjne przedmiotowych organów zestawiono w tabeli 3.

TABLICA III. parametry konstrukcyjne organów użytych do badań

Lp.	Zabior bez tarczy odcinającej Z_U [m]	Średnica bębna organu D [m]	Średnica piasty organu d [m]	Grubość płyty b [m]	Ilość płyt i	Kąt nawinięcia płyty α_2 [°]	Objętość wewnętrzna organu V_o [m ³]
1	0.133	0.334	0.2	0.012	4	15,35	0,00618
2	0.133	0.334	0.2	0.012	4	18,29	0,00639
3	0.133	0.334	0.2	0.012	4	19,81	0,00647
4	0.133	0.334	0.2	0.012	4	24,66	0,00666
5	0.133	0.334	0.2	0.012	4	26,20	0,00670

5. STANOWISKO LABORATORYJNE DO BADANIA PROCESU ŁADOWANIA FREZUJĄCYMI ORGANAMI ŚLIMAKOWYMI

Stanowisko laboratoryjne przeznaczone do badania procesu ładowania składa się z dwóch części. Pierwszą część stanowiska tworzy układ pomiarowy, drugą natomiast stanowi części konstrukcyjna. Część pomiarową stanowiska przedstawiono na rysunku 2, 3. Zastosowany układ pomiarowy na stanowisku badawczym został wyposażony w przekładniki prądowe, przetworniki mocy czynnej, moduł pomiarowy i komputer pomiarowy.



Rys.1. Układ pomiarowy stanowiska badawczego

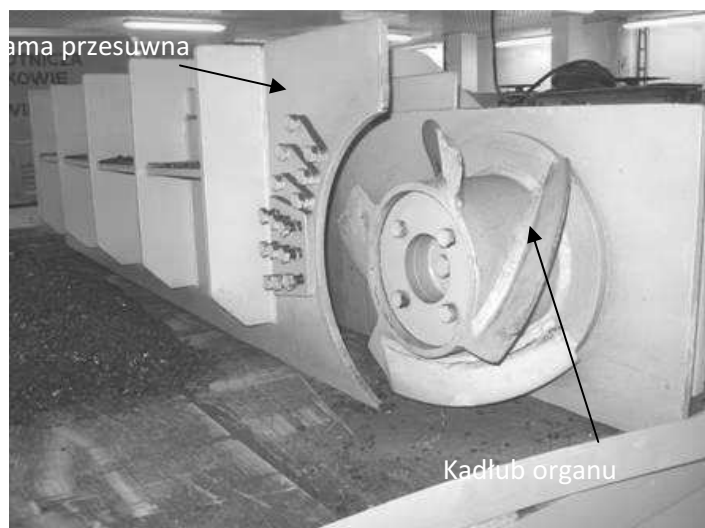


Rys.3. Komputer pomiarowy stanowiska badawczego

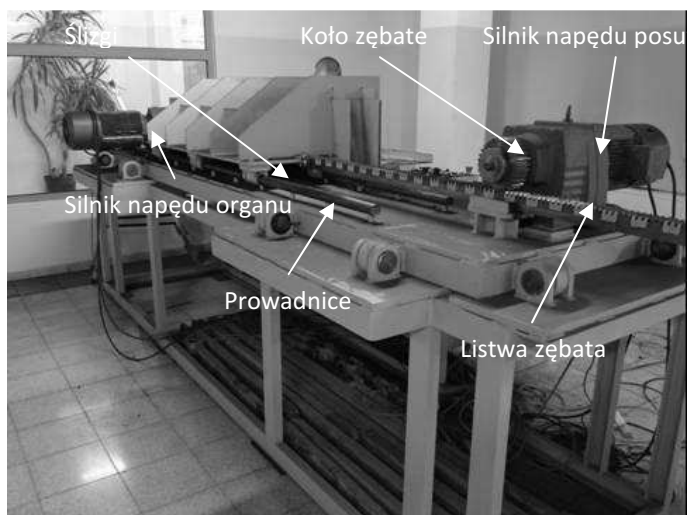
Układ pomiarowy umożliwia pomiar obrotów organu, mocy pobieranej przez silnik odpowiedzialny za napęd organu, obrotów silnika posuwu (obroty te mogą być przeliczone na prędkość liniową posuwu dzięki znanej liczbie zębów koła napędowego i listwy zębatej), mocy pobieranej przez silnik odpowiedzialny za napęd posuwu.

Część konstrukcyjną stanowiska (rys.4, 5) stanowi rama przesuwna, z zabudowanymi na niej kadłubem organu urabiającego. Napęd posuwu (koło i listwa zębata) umożliwia przemieszczanie się ślizgów ramy po prowadnicach, realizując w ten sposób przemieszczanie się organu podczas pracy. Silnik napędu posuwu pozwala na regulację prędkości liniowej ramy. Dwie prowadnice umożliwiają przesuw ramy na dystansie 1200 mm. Silnik napędu obrotów organu umożliwia zmianę kierunków oraz regulację prędkości obrotowej organu. Konstrukcja ramy przesuwniej umożliwia usypanie pomiędzy jej blachami pryzmy ładowanego urobku [4]. Stanowisko przedstawione na rysunkach 4 i 5 umożliwia regulację podstawowych parametrów kinematycznych ruchomych elementów stanowiska takich jak:

- prędkości liniowej ramy nośnej (prędkość posuwu),
- prędkości obrotowej organu,
- kierunków obrotu organu.



Rys.4. Stanowisko do badań procesu ładowania
(widok od strony organu ładującego)



Rys.5. Widok stanowiska badawczego od strony silnika i listwy posuwu

6. METODYKA I PRZEBIEG BADAŃ

Granulacja urobku (k_r) ustalona została na podstawie parametrów konstrukcyjnych (geometrycznych) organów przeznaczonych do badań. Węgiel przeznaczony do badań został również dobrany pod względem własności i klasy ziarnistości. Ponadto granulacja urobku (współczynnik rozluźniania urobku k_r) ustalona została na podstawie gęstości objętościowej ziaren (kawałków) węgla, czyli gęstości jaką węgiel ma w caliznie oraz gęstości nasypowej różnych jego granulacji. Przygotowanie węgla do badań zostało przeprowadzone w Laboratorium Badania Własności Skał i Wyrobów Kamieniarskich AGH.

Gęstość objętościową określono zgodnie z normą PN-EN 1097-6, a gęstość nasypową z wymogami normy PN-EN 1097-3:2000. Współczynnik rozluźniania urobku k_r zdefiniowano jako stosunek gęstości objętościowej ziaren do gęstości nasypowej w stanie luźnym. W wyniku przeprowadzonej analizy węgla wyodrębniono trzy frakcje urobku odpowiadające granulacji: 0 – 10 mm, oraz 10 – 25 mm oraz 25 – 45 mm. Poszczególne frakcje charakteryzowały się następującymi współczynnikami rozluźniania: 0 – 10 mm $k_r = 1,55$, 10 – 25 mm $k_r = 1,8$ oraz 25 – 45 mm $k_r = 1,8$ których wartości zamieszczono w tabeli 1. Określony w ten sposób współczynnik k_r umożliwił wyznaczenie współczynnika k_w korzystając z zależności (3). Założono wykonanie co najmniej trzech pomiarów, osobno dla każdego współczynnika k_r . Przed przystąpieniem do badań sprawdzono stanowisko badawcze oraz układ pomiarowy.

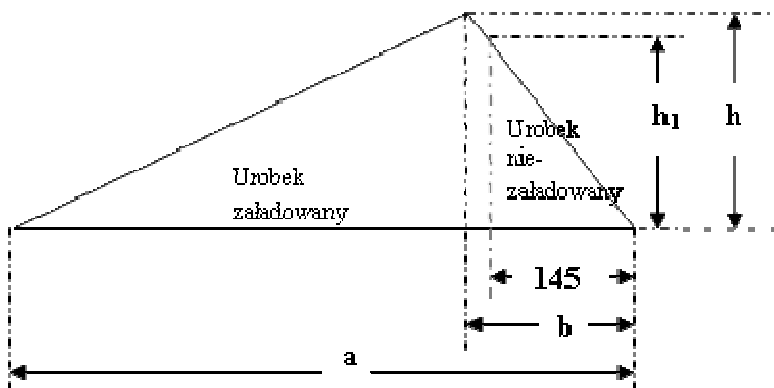
Przyjęto, że kryterium oceny procesu ładowania będzie ocena sprawność ładowania. Za sprawność ładowania uznano stosunek pola przekroju przyzmy urobku załadowanego do pola przekroju całkowitego przyzmy urobku przemieszczonego. Pola przekroju przyjmują kształt trójkąta, co widać na rys. 6. Przyjęto więc, że przekrój przyzmy będzie ilustrował trójkąt (rys.7.), dla którego dokona się pomiaru następujących wielkości: a, b, h, dzięki którym można będzie wyznaczyć sprawność ładowania dla danego pomiaru. Widoczny na rysunku 7 wymiar 145mm wynika z zabioru organu urabiającego i jest on rozgraniczeniem pomiędzy urobkiem załadowanym i niezaładowanym. Realizacja badań dla organu bez ładowarki przebiegała w następujący sposób:

- miejsce, które znajduje się w ramie przesuwnej stanowiska zostało zasypane urobkiem o określonej granulacji odpowiadającej współczynnikowi k_r ,
- uruchomiono posuw i obroty organu, parametry te odpowiadały odpowiedniemu współczynnikowi k_w według tabeli 1,
- ramę po przebyciu 1200 mm zatrzymano, a następnie dokonano pomiaru ilości urobku załadowanego zgodnie z rysunkiem 7 (pomiar geometrii przyzmy).

Po wykonaniu wyżej wymienionych czynności procedura badań była powtarzana dla różnych wartości parametrów określonych w tabeli 1.



Rys.6. Położenie pryzmy urobku po załadunku



Rys.7. Schemat przekroju pryzmy urobku

7. OPRACOWANIE I ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

Zgodnie z opisaną procedurą, jako pierwszy badaniom poddano organ o kącie nawinięcia płata $15^{\circ}35'$. Parametry jakie uzyskano podczas badań dla współczynnika k_r ($k_r = 1,55$, $k_r = 1,69$, $k_r = 1,8$ zamieszczono w tabelach). W przedmiotowym artykule dla przykładu zamieszczono tylko tabele i wykresy dla jednego współczynnika $k_r = 1,55$ i jednego organu o kącie nawinięcia płata $\alpha_2 = 15,35$ (talica IV).

TABLICA. IV. Parametry i wyniki pomiarów dla współczynnika $k_r = 1,55$ i kąta $\alpha_2 = 15,35$

v_p [m/min]	n [obr/min]	k_w	a [mm]	b [mm]	c [mm]	h_1 [mm]	P_c [cm ²]	P_z [cm ²]	Sprawność [%]
2	40	0,557	370	235	233	113,08	265,07	183,09	69,1
2	80	0,278	372	237	240	115,18	277,66	194,15	69,9
2	120	0,186	373	230	238	106,98	263,51	185,95	70,6
4	40	1,114	380	243	229	111,88	265,79	184,68	69,5
4	80	0,557	386	228	241	96,08	256,92	187,26	72,9
4	120	0,371	375	225	231	98,39	243,19	171,86	70,7
6	40	1,670	358	239	226	126,06	265,41	174,02	65,6
6	80	0,835	370	228	231	105,38	251,24	174,84	69,6
6	120	0,557	382	228	238	98,14	254,79	183,64	72,1

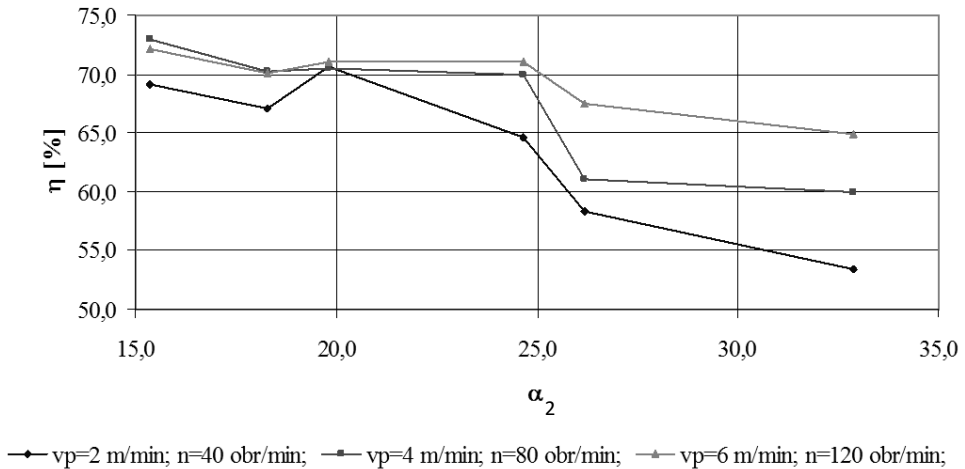
Sprawność ładowania η_t dla wszystkich organów obliczono w ten sam sposób. Czyli jako iloraz pola przekroju urobku załadowanego P_t i średniego pola przekroju $P_{c \text{ średnie}}$ całkowitego urobku pomnożone przez 100%. Dla obliczenia sprawności ładowania wykorzystano zależność:

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_{c \text{ średnie}}} \cdot 100\% \quad (4)$$

Średnie pole przekroju $P_{c \text{ średnie}}$ obliczono jako średnią arytmetyczną pola całkowitego dla zadanego k_r . Po przeprowadzeniu całej serii badań dla każdego współczynnika k_r , i każdego kąta α_2 , wszystkie wyniki zestawiono w sposób graficzny, co pozwoliło na łatwiejsze porównania i określenie zależności występujących pomiędzy nimi.

Poniżej na rysunku 8 zamieszczono przykładowo wykres obrazujący sprawność ładowania dla określonego współczynnika $k_r = 1,55$ w funkcji kąta nawinięcia płatów $\alpha_2 = 15,35^{\circ}$.

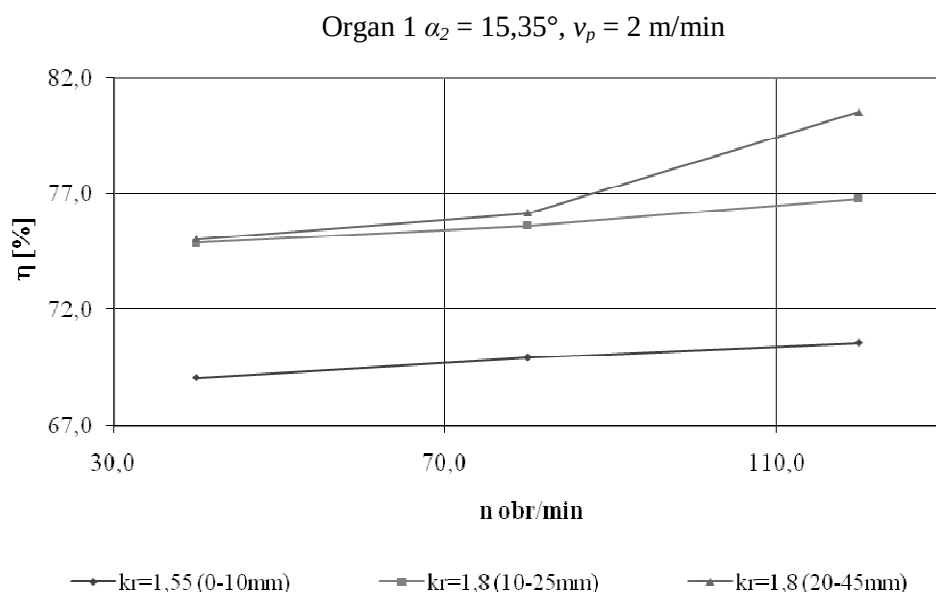
$kr=1,55$ (0-10mm), $kw=0,5$



Rys. 8. Sprawność ładowania η_l w funkcji kąta nawinięcia płata ślimaka α_2 dla różnych prędkości posuwu v_p i obrotów n

Jak można zauważyć na powyższym wykresie wraz ze wzrostem kąta α_2 dla różnych parametrów kinematycznych v_p i n , sprawność ładowania η_l maleje. Za wyjątkiem kątów α_2 zawierających się w przedziale pomiędzy 19° , a 20° gdzie sprawność ładowania nie znacznie wzrasta.

Z kolejnego wykresu (rysunek 9) można stwierdzić, że przebiegi sprawności ładowania są podobne nie zależnie od wartości współczynnika rozluźniania urobku. Wraz ze wzrostem obrotów organu przy stałej prędkości posuwu sprawność ładowania jest coraz większa. Można więc stwierdzić, że przy stałej prędkości posuwu nie zależnie od współczynnika k_r i kąta α_2 , zwiększając obroty organu sprawność ładowania wzrasta.



Rys. 9. Sprawność ładowania η_l w funkcji obrotów organu n

Następny wykres na rysunku 10 przedstawia zależność sprawności ładowania η_l w funkcji współczynnika wypełnienia organu k_w . Jak można zauważyć z poniżej przedstawionego rysunku współczynnik k_w ma duży wpływ na sprawność ładowania przez organ ślimakowy, gdyż wraz ze wzrostem tego współczynnika maleje w znaczący sposób sprawność ładowania.

Podobna sytuacja ma miejsce również w pozostałych przypadkach tzn. dla różnych kątów nawinięcia płata ślimaka α_2 i pozostałych współczynników rozluźnienia urobku k_r .

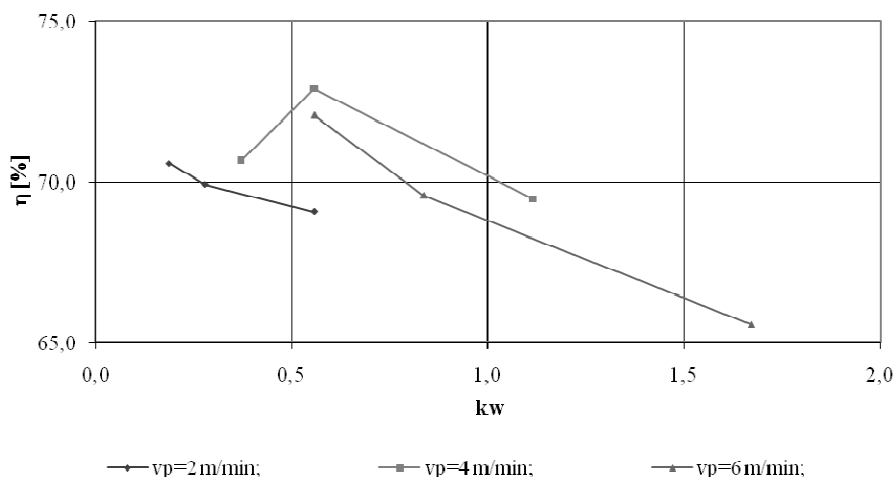
Związku z powyższym można stwierdzić, iż dla stałych prędkości posuwu v_p zwiększając obroty organu n powodują zwiększenie współczynnika k_w i spadek sprawności ładowania η_l . Pozostałe nie publikowane w przedmiotowym artykule wyniki potwierdzają zależności i wnioski przedstawione powyżej.

8. WNIOSKI

Biorąc pod uwagę powyższe wyniki badań można stwierdzić, że organ pracując przy stałych obrotach n i zwiększanej prędkości posuwu v_p uzyskuje niższą sprawność ładowania η_l , a dla stałej prędkości posuwu v_p i zwiększanej liczby obrotów n uzyskuje wyższą sprawność ładowania η_l . Natomiast

współczynnik rozluźniania urobku k_r , ma niejednoznaczny wpływ na sprawność ładowania η_l ,

Organ 1 $\alpha_2 = 15,35^\circ$, $k_r = 1,55$ (0 ÷ 10)



Rys. 10. Sprawność ładowania η_l w funkcji współczynnika wypełnienia organu k_w

Realizacja powyższych badań i analiza uzyskanych wyników pozwoliła na wysunięcie wniosków, które mogą być wykorzystane w praktyce (przemysle). W przyszłości planowane jest przeprowadzenie badań również dla organu pracującego z ładowarką osłonową.

9. LITERATURA

- [1] Krauze K.: Wpływ wybranych parametrów konstrukcyjnych frezującego organu ślimakowego na obciążenie kombajnu węglowego. Kraków 1994, Wydawnictwa AGH,
- [2] Krauze K.: Urabianie skał kombajnami ścianowymi. Katowice, Wydawnictwo Śląsk, 2000.
- [3] Krauze K., Wydro T., Bołoz Ł.: Problemy związane z procesem ładowania frezującymi organami ślimakowymi.
- [4] Hamala K., Wydro T.: Stanowisko do badań laboratoryjnych procesu ładowania frezującym organem ślimakowym. Maszyny Górnicze 1/2005
- [5] Krauze K., Wydro T., Bołoz Ł.: Frezujące organy maszyn urabiających. Przegląd Górniczy 2009, nr.7 – 8.

- [6] Krauze K.: Model analityczny procesu roboczego frezującego organu ślimakowego. Archiwum Górnictwa nr 42, 1997.

ANALYSIS OF THE LABORATORY TEST RESULTS OF THE LOADING PROCESS WITH MILLING WORM ORGANS

The article presents the results of the loading process with milling worm organs of varying worm winding angle of the flaps. Influence of the organ fill factor k_w and loosening rate of excavated material k_r for different kinematic organ and shearer kinematic parameter as infeed speed v_p and organ rotation n was tested. An analysis of research allowed us to formulate proposals for the loading process efficiency of the milling worm organs there were used during testing.