

Proces projektowania wciągników łańcuchowych

Streszczenie

W artykule przedstawiono proces projektowania wciągników łańcuchowych z napędem pneumatycznym i hydraulicznym opracowanych w ramach projektu celowego nr ROW-III-238/2013 realizowanego przez Fabrykę Maszyn i Urządzeń OMAG Sp. z o.o. oraz ITG KOMAG. Głównym celem projektu było opracowanie innowacyjnych rozwiązań wciągników łańcuchowych. Proces projektowania był wspomagany specjalistycznym oprogramowaniem.

Słowa kluczowe: wciągniki łańcuchowe, projektowanie, obliczenia numeryczne, model przestrzenny.

Keywords: chain hoists, designing, numerical calculations, spatial model.

Summary

Designing the chain hoists with pneumatic and hydraulic drive, developed within the targeted project No. ROW-III-238/2013 realized by OMAG Machine and Equipment Plant and KOMAG Institute of Mining Technology, is presented. Development of innovative solutions of chain hoists was the main project objective. Designing was aided by the special software programme.

1. Wstęp

W przemyśle górnym do transportu bliskiego stosowane są różnego rodzaju środki. Są to między innymi wciągarki, umożliwiające montaż podzespołów maszyn i urządzeń oraz przemieszczanie materiałów. Ze względu na trudne warunki eksploatacji, w ograniczonych przestrzeniach wyrobisk i komór montażowych, urządzenia dźwignicowe, przeznaczone dla przemysłu górnego oprócz odpowiedniego udźwigu muszą charakteryzować się dużą prędkością podnoszenia, niewielką masą własną i niewielkimi gabarytami [1, 2, 4, 5].

Uwzględniając potrzeby zakładów górniczych w zakresie prac dźwignicowych, Fabryka Maszyn i Urządzeń OMAG Sp. z o.o. wspólnie z Instytutem KOMAG, w ramach projektu celowego dofinansowanego przez Naczelną Organizację Techniczną, opracowali i wdrożyli do produkcji nowe rozwiązania wciągników łańcuchowych z napędem pneumatycznym i hydraulicznym.

Istotą zrealizowanego projektu było opracowanie oraz wdrożenie do produkcji nowoczesnych wciągników łańcuchowych przeznaczonych dla górnictwa podziemnego charakteryzujących się niewielką masą, dużą prędkością podnoszenia, prostą budową oraz odpowiednim stosunkiem udźwigu do masy własnej.

Zaprojektowane i wykonane wciągarki łańcuchowe przewidziane są do stosowania nie tylko w komorach montażowych i innych miejscach ze stacjonarnym ich zamocowaniem, ale również, z uwagi na ich niewielką masę i gabaryty, mogą być elementami zestawów transportowych np.: wciągarkach manewrowych oraz kolejkach podwieszonych.

Osiągnięcie założonych celów projektowych było możliwe dzięki zastosowaniu nowoczesnych narzędzi wspomagających. Modele przestrzenne poszczególnych zespołów wciągników opracowano w programie Autodesk Inventor, a numeryczne analizy wytrzymałościowe wykonano w środowisku MSC Nastran.

Korzystne parametry kinematyczne i użytkowe wciągników osiągnięto poprzez zaprojektowanie nowoczesnych układów napędowych oraz dzięki specjalistycznemu oprogramowaniu umożliwiającemu optymalizację zespołów urządzenia pod kątem zmniejszenia ich masy i wymiarów gabarytowych.

2. Założenia projektowe

Przed przystąpieniem do realizacji projektu przeprowadzono analizę rynku w zakresie rozwiązań górniczych wciągników łańcuchowych. Przeprowadzono również ankietę w zakładach górniczych dotyczącą oczekiwanych parametrów technicznych nowo projektowanych wciągników łańcuchowych.

Zebrane informacje pozwoliły na sformułowanie założeń projektowych oraz zdefiniowanie podstawowych parametrów technicznych, jakimi powinny charakteryzować się nowe rozwiązania wciągników.

Główne założenia projektowe to:

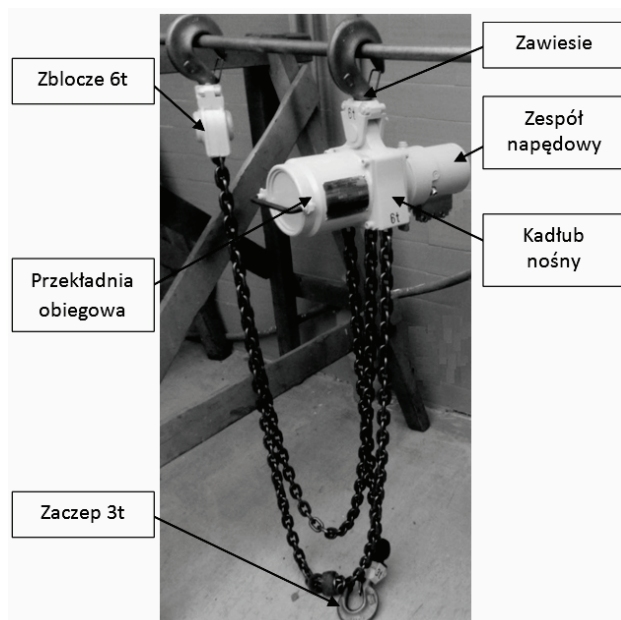
- udźwig nominalny 30 kN na pojedynczym haku oraz 60 kN poprzez zblocze,
- prędkość podnoszenia wciągarka z napędem pneumatycznym – do 6 m/min,
- prędkość podnoszenia wciągarka z napędem hydraulicznym – do 10 m/min,

- ciśnienie zasilania silnika pneumatycznego $0,3 \pm 0,7$ MPa,
- ciśnienie zasilania silnika hydraulicznego 16 ± 25 MPa,
- masa wciągnika pneumatycznego do 70 kg,
- masa wciągnika hydraulicznego do 60 kg,
- stosunek udźwigu do masy własnej ok. 100,
- możliwość szybkiej zmiany udźwigu,
- możliwie duża unifikacja podzespołów.

3. Budowa wciągnika łańcuchowego

Głównymi zespołami wciągnika łańcuchowego (rys. 1) są:

- kadłub nośny,
- przekładnia obiegowa,
- zespół napędowy,
- elementy nośne (zblocze, zaczepek i zawiesie).



Rys.1. Główne zespoły wciągnika łańcuchowego [3]

Wyszczególnione podzespoły są podstawowymi elementami wciągników łańcuchowych z napędem pneumatycznym i hydraulicznym.

Główny element wciągnika łańcuchowego stanowi jego zespół nośny, składający się z kadłuba, wewnątrz którego umieszczono koło łańcuchowe. Konstrukcja kadłuba umożliwia, w jego górnej części, montaż zawiesia, a w dolnej, wolnego końca łańcucha.

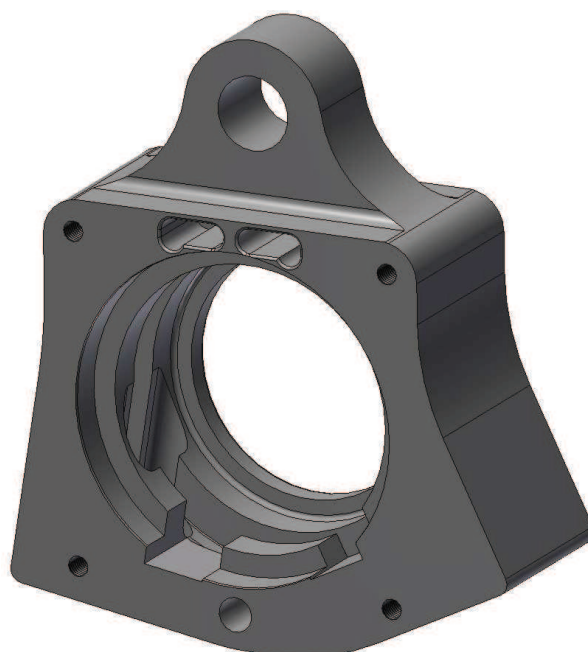
Kadłub umożliwia montaż do niego z jednej strony przekładni obiegowej, a z drugiej zespołu napędowego.

Do napędu wciągników, zarówno z napędem pneumatycznym, jak i hydraulicznym, zastosowano obiegową przekładnię planetarną. Wałek wejściowy przekładni połączono za pomocą sprzęgła z wałkiem silnika. Moment obrotowy z silnika napędowego

przekazywany jest za pośrednictwem poszczególnych przełożeń zębatych na jarzmo wyposażone w sprzęgło kłowe. Sprzęgło, po zazębieniu się z kołem napędowym, wymusza jego obrót i przewijanie łańcucha, którego jeden koniec zamocowany jest na stałe do kadłuba, a drugi jest zakończony hakiem o nośności 3 ton. Ponadto, łańcuch przewinięty przez koło zabudowane w zbloczu, umożliwia przenoszenie ładunków o nominalnej masie 6 ton.

4. Główne zespoły wciągnika

Głównym zespołem wciągnika jest jego kadłub nośny. Mając na uwadze przyjęte założenia projektowe oraz współpracę kadłuba z pozostałymi zespołami wciągnika opracowano jego model przestrzenny (rys. 2).

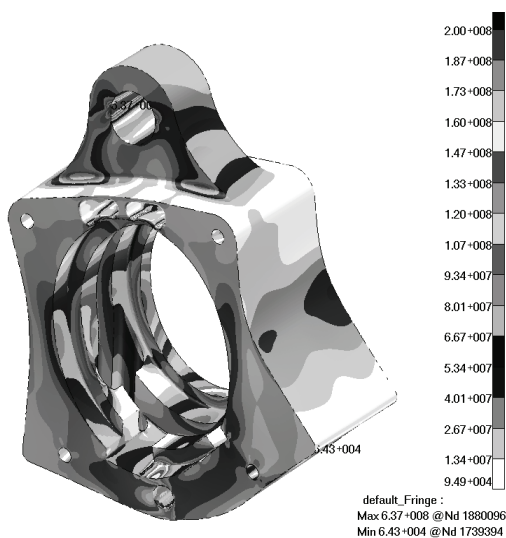


Rys.2. Model przestrzenny kadłuba nośnego wciągnika [3]

Kadłub nośny jest zespołem przenoszącym maksymalne obciążenia, jakim poddawany jest wciągnik. Konieczność przenoszenia dużych obciążeń oraz kryterium minimalizacji masy wciągnika sprawiły, że niezbędnym było przeprowadzenie analizy wytrzymałościowej konstrukcji kadłuba, weryfikującej jego stan naprężenia. Optymalizacja postaci konstrukcyjnej kadłuba pod kątem minimalizacji jego masy wymagała opracowania kilku wariantów rozwiązań, które poddano analizie wytrzymałościowej metodą elementów skończonych. Wyniki obliczeń numerycznych w postaci mapy naprężeń zredukowanych dla ostatecznego rozwiązania kadłuba nośnego pokazano na rysunku 3.

Przeprowadzone obliczenia numeryczne pozwoliły na optymalizację konstrukcji kadłuba nośnego pod kątem minimalizacji jego masy, przy jednoczesnym zachowaniu wymaganej wytrzymałości. Wyznaczone

przy użyciu MES wartości naprężeń (oraz przemieszczeń) oraz wyniki prowadzonych na bieżąco obliczeń analitycznych umożliwiły wyznaczenie przekrojów krytycznych, jakie są niezbędne dla zachowania wytrzymałości kadłuba.

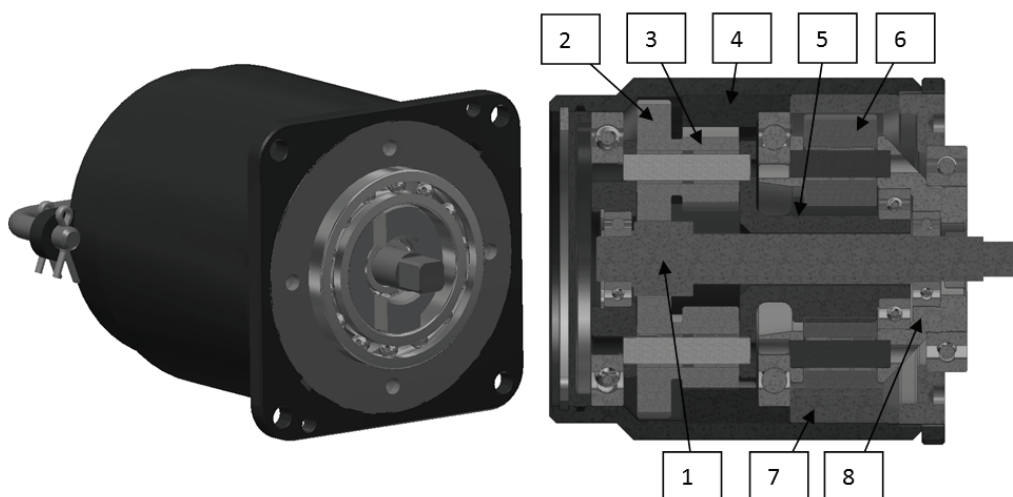


Rys.3. Mapa naprężeń zredukowanych dla kadłuba nośnego [3]

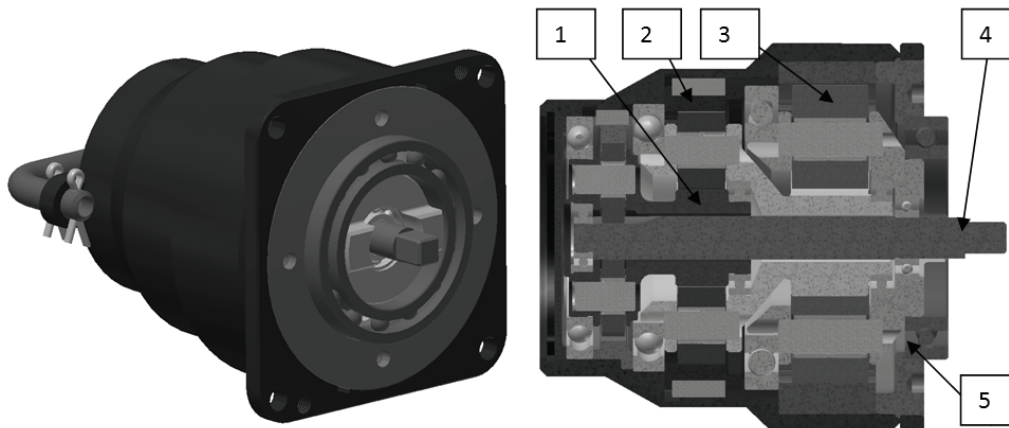
Kolejnym głównym zespołem wciągnika jest jego przekładnia. Wciągnik z napędem pneumatycznym wyposażono w trójstopniową przekładnię obiegową, a układ napędowy wciągnika hydraulicznego w dwustopniową przekładnię obiegową, z podwójnymi uzębieniami kół obiegowych na pierwszym stopniu (rys. 4).

Opracowana przekładnia złożona jest z dwóch stopni obiegowych, o przełożeniu całkowitym $i = 34,72$. Na każdym ze stopni, pomiędzy jarzmem a wieńcem zębatym o uzębieniu wewnętrznym, zabudowano po dwa koła obiegowe (satelity).

Moment obrotowy jest przekazywany z silnika napędowego na wałek zębaty przekładni (1). Następnie wałek przekazuje moment na pierwsze uzębienie kół obiegowych (2). Drugie uzębienia kół obiegowych (3) przetaczają się po wieńcu zębatym I (4). Koła obiegowe stopnia pierwszego zamocowano w jarzmie I (5), na którym nacięto zęby drugiego stopnia przedmiotowej przekładni. Moment przekazywany jest dalej na kolejne, dwa koła obiegowe (6) drugiego stopnia, toczące się po wieńcu zębatym II (7). Koła obiegowe II (6), osadzone w jarzmie II (8), nadają



Rys.4. Model przestrzenny dwustopniowej przekładni obiegowej zastosowanej we wciągniku hydraulicznym [3]



Rys.5. Model przestrzenny trójstopniowej przekładni obiegowej zastosowanej we wciągniku pneumatycznym [3]

mu moment obrotowy, który za pomocą płaskich powierzchni wykonanych na tym jarzmie (sprzęgło kłowe) przekazywany jest na koło łańcuchowe.

W budowie wciągnika z napędem pneumatycznym zastosowano trójstopniową przekładnię obiegową o całkowitym przełożeniu $i = 110,22$ (rys. 5). Na każdym ze stopni, pomiędzy jarzmem (1) a wieńcem zębatym (2), o uzębieniu wewnętrznym, zabudowano po dwa koła obiegowe (3) (satelity). Podobnie, jak ma to miejsce w przekładni wciągnika hydraulicznego, moment obrotowy z wałka (4), poprzez kolejne złożenia zębate, przekazywany jest na jarzmo zakończone sprzęgłem kłowym (5).

Proces projektowania przekładni obiegowych był wielostopniowy i aby zapewnić poprawną pracę, odpowiednią wytrzymałość oraz jak najmniejszą masę, koniecznym było spełnienie szeregu wymogów ściśle ze sobą powiązanych i w sposób bezpośredni wpływających na siebie. Przystępując do projektowania przekładni wstępnie założono jej wymiary gabarytowe, które powinny być możliwie jak najbardziej zbliżone do wielkości kotnierza kadłuba nośnego.

Kolejny warunek, jaki należało spełnić, to zapewnienie odpowiednich parametrów pracy wciągnika. Przekładnia powinna przenosić siły wywołane przez podnoszony ładunek oraz zapewniać podnoszenie ładunku z założoną prędkością. Parametry te bezpośrednio wpływają na wielkość poszczególnych zazębień stopni przekładni.

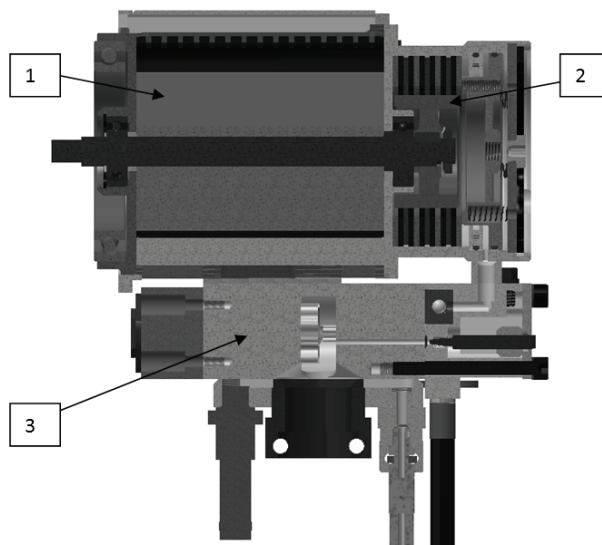
Następnym warunkiem, bez spełnienia którego projektowana przekładnia nie mogłaby funkcjonować, to warunek jej montowalności. Pomimo wyznaczenia przełożenia przekładni, a co za tym idzie modułów i liczby zębów, konieczne było sprawdzenie, czy będzie możliwe złożenie w całość poszczególnych stopni przekładni.

Z uwagi na warunek małej masy własnej przekładni, założonych wymiarów gabarytowych warunkujących jej zabudowę we wciągniku oraz założonych parametrów kinematycznych, sprawdzano wytrzymałość przekładni poprzez dopasowywanie szerokości wieńców zębatych oraz (w bardzo wąskim zakresie) korygowanie liczby zębów i liczby kół obiegowych na poszczególnych stopniach. Efektem końcowym obliczeń kinematycznych i wytrzymałościowych było opracowanie przekładni, która przenosi obciążenia pochodzące od podnoszonej masy ze współczynnikiem bezpieczeństwa większym od czterech.

W ramach projektu opracowano również rozwiązania zespołów napędowych wciągników. Co do zasady działania zespoły napędowe wciągników są podobne, jednak przewidywany sposób ich zasilania mediami roboczymi (sprężonym powietrzem oraz

olejem hydraulicznym/emulsją) spowodowały, że ich budowa okazała się znacząco różna.

Pneumatyczny zespół napędowy (rys. 6) składa się z łopatkowego silnika pneumatycznego (1), zintegrowanego z suchym hamulcem wielopłytkowym (2). Ze względu na dopasowanie zespołu napędowego do kadłuba nośnego oraz dążenie do minimalizacji masy własnej wciągnika, koniecznym było opracowanie kompleksowego rozwiązania zespołu napędowego wraz z układem doprowadzenia powietrza i układem sterowania (3) kierunkami obrotów silnika.

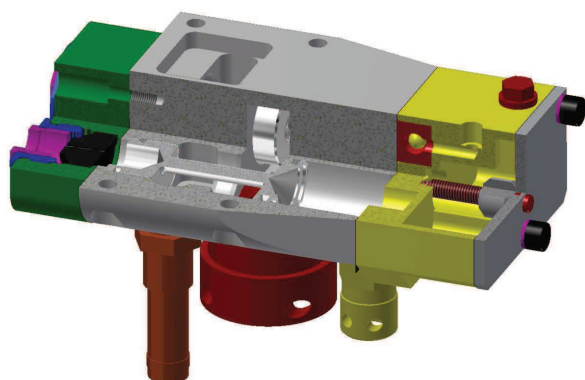


Rys.6. Pneumatyczny zespół napędowy [3]

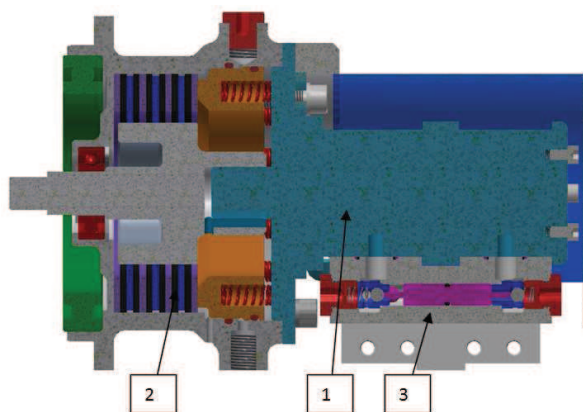
W celu zaprojektowania silnika pneumatycznego koniecznym było wykonanie szeregu obliczeń kinematycznych pozwalających na wyznaczenie pracy łopatek wirnika oraz określenie wymaganej mocy silnika.

Bezpieczną pracę wciągnika zapewnia hamulec postojowy. Analiza dostępnych na rynku rozwiązań hamulców wielopłytkowych, w odniesieniu do warunków współpracy z silnikiem pneumatycznym i kryterium minimalizacji masy zespołu napędowego, wykazała konieczność opracowania autorskiego rozwiązania hamulca. Przeprowadzone w trakcie procesu projektowania obliczenia pozwoliły na wyznaczenie parametrów technicznych hamulca spełniających warunek zastosowania w budowie pneumatycznego wciągnika łańcuchowego. Wyznaczona siła hamowania oraz układ kontroli zużycia okładzin ciernych sprawiają, że opracowane rozwiązanie hamulca pneumatycznego zapewnia bezpieczeństwo pracy całego urządzenia i uniemożliwia jego uruchomienie przy nadmiernym zużyciu okładzin.

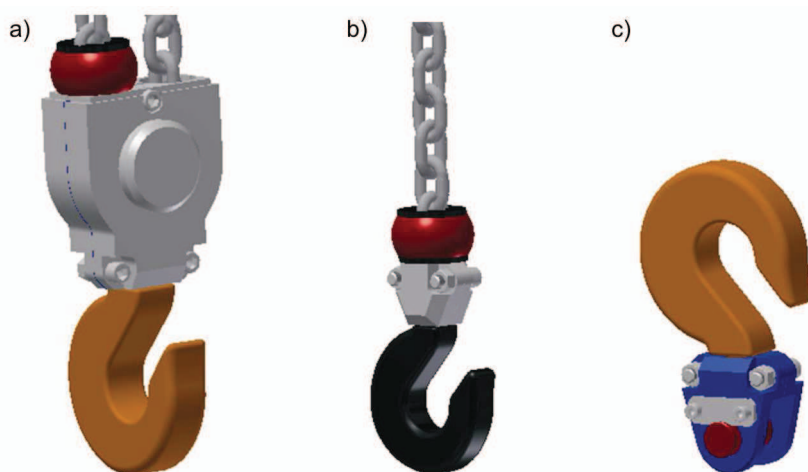
Ostatnim podzespołem zapewniającym poprawną pracę pneumatycznego zespołu napędowego jest układ doprowadzenia sprężonego powietrza do silnika i hamulca oraz sterowania kierunkami obrotów (rys. 7).



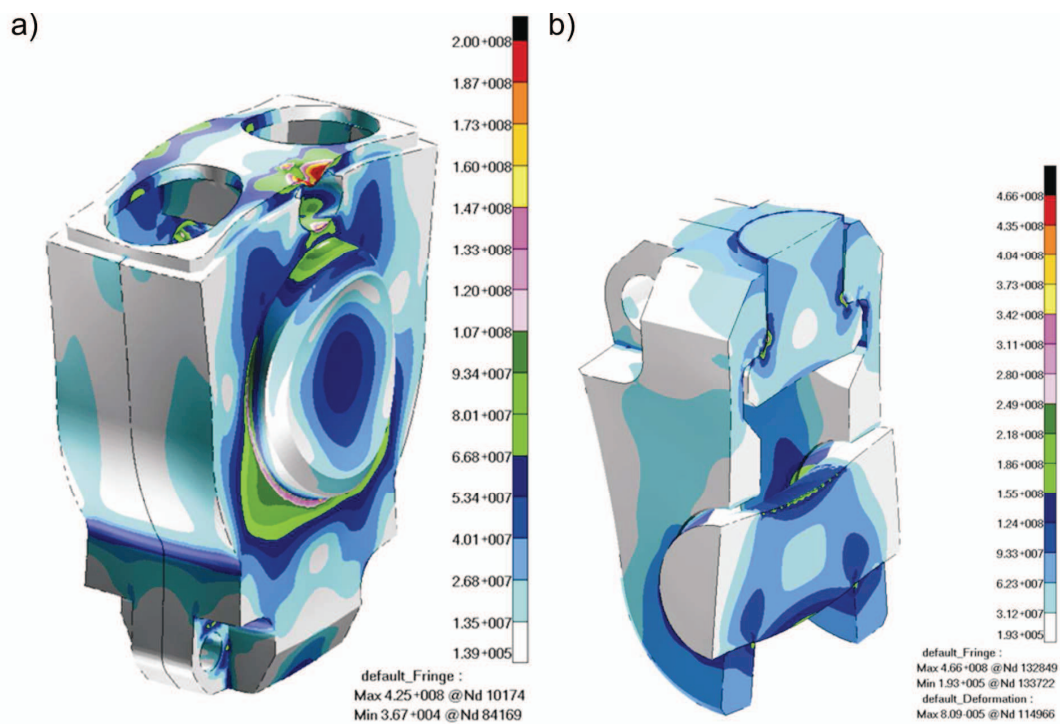
Rys.7. Zespół sterowania silnika pneumatycznego [3]



Rys.8. Zespół napędowy hydraulicznego wciągnika łańcuchowego [3]



Rys.9. Elementy nośne wciągnika; a) *zblocze*, b) *zaczepek*, c) *zawiesie* [3]



Rys.10. Mapa naprężeń zredukowanych dla konstrukcji: a) *zblocza*, b) *zawiesia* [3]

Zaproponowany zespół sterowania silnikiem pneumatycznym składa się z rozrządu, wewnątrz którego zabudowano tłoczki. Przerobienie tłoczka pozwala na przekierowanie strumienia sprężonego powietrza do prawej lub lewej komory silnika, a tym samym na sterowanie kierunkiem jego obrotów. Budowa rozrządu umożliwia również doprowadzenie sygnału do odhamowania hamulca. W celu zwiększenia sprawności działania silnika pneumatycznego, opracowany rozrząd umożliwia kropelkowe doprowadzenie oleju do komór zasilających silnika.

Opracowano również zespół napędowy hydraulicznego wciągnika łańcuchowego (rys. 8).

W zespole zastosowano handlowy silnik hydrauliczny (1), przystosowany do zasilania zarówno olejem hydraulicznym, jak i niskoprocentową emulsją. Silnik hydrauliczny, podobnie jak jego odpowiednik pneumatyczny, współpracuje z suchym hamulcem wielopłytkowym (2). Zasilanie silnika hydraulicznego oraz doprowadzenie sygnału na odhamowanie silnika realizowane jest za pomocą zaworów (3) zabudowanych w dolnej części silnika. Zwarta budowa zespołu napędowego pozytywnie wpłynęła na minimalizację masy wciągnika oraz jego wymiary gabarytowe.

Parametry techniczne pneumatycznego i hydraulicznego zespołu napędowego oraz opracowanych hamulców wielopłytkowych zostały zweryfikowane podczas prób stanowiskowych wciągników łańcuchowych.

Optymalizacja postaci konstrukcyjnej dotyczyła również elementów nośnych odpowiedzialnych za montaż wciągnika w miejscu pracy oraz uchwytów zabudowanych na łańcuchu (rys. 9). W czasie projektowania zbloca, zaczepu i zawiesia prowadzono obliczenia analityczne i numeryczne pozwalające na wyznaczenie geometrii, spełniającej warunki wytrzymałościowe przy możliwie małej masie własnej.

Po opracowaniu modeli przestrzennych wyżej wymienionych elementów przeprowadzono obliczenia numeryczne metodą elementów skończonych. Przykładową mapę naprężeń zredukowanych dla konstrukcji zbloca i zawiesia pokazano na rysunku 10.

Obliczenia numeryczne oraz analityczne przekrojów nośnych zbloca zaczepu i haka pozwoliły na opracowanie ostatecznej postaci geometrycznej oraz dobór materiałów spełniających warunki wytrzymałościowe.

5. Podsumowanie

Z uwagi na przewidywane miejsce eksploatacji, wciągniki łańcuchowe powinny charakteryzować się założonym udźwigiem przy możliwie dużej prędkości podnoszenia i możliwie niewielkiej masie własnej. Zagadnienie masy własnej, w przypadku wciągników łańcuchowych, nabiera szczególnego znaczenia z chwilą wystąpienia konieczności zmiany miejsca eksploatacji urządzenia. Przenoszenie urządzeń oraz instalowanie ich powinno być realizowane przy ograniczonym wysiłku ludzi.

Podstawowym założeniem, poczynionym przed przystąpieniem do realizacji projektu, było opracowanie lekkich wciągników z napędem pneumatycznym i hydraulicznym, o jak najlepszych parametrach ruchowych.

W trakcie projektowania przedmiotowych wciągników poszukiwano rozwiązań technicznych oraz materiałów pozwalających na minimalizację masy, przy zachowaniu założonych parametrów eksploatacyjnych.

Opracowane modele przestrzenne kadłuba nośnego, przekładni planetarnej oraz zespołów napędowych (pneumatycznego i hydraulicznego) pozwoliły na wyznaczenie, między innymi, parametrów ruchowych wciągników oraz ich masy.

Podjęte prace projektowe oraz analizy kinematyczne i wytrzymałościowe poszczególnych zespołów wciągników umożliwiły opracowanie ostatecznej postaci konstrukcyjnej wciągników.

Optymalizacja zespołów wciągników łańcuchowych pod kątem minimalizacji ich masy, umożliwiła wykonanie docelowych modeli przestrzennych, pozwalających, w dalszych etapach realizacji projektu, na opracowanie postaci konstrukcyjnej przedmiotowych urządzeń. Podstawowe parametry techniczne wciągników przedstawiono w tabeli 1.

Efektom końcowym prac projektowych są szczegółowe modele przestrzenne wciągników z napędem pneumatycznym i hydraulicznym (rys. 11).

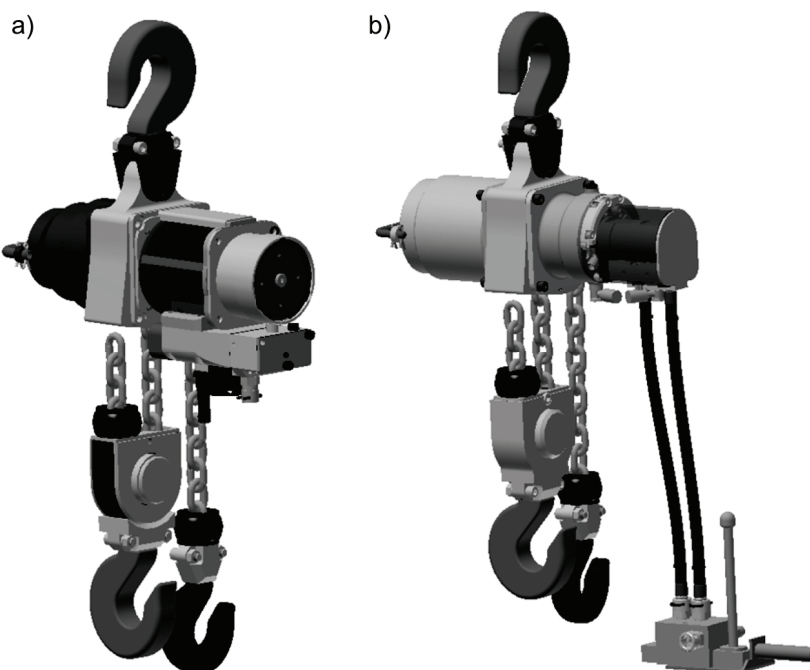
Wykonane modele pozwoliły, w dalszych etapach realizacji projektu, na opracowanie postaci konstrukcyjnej wciągników z napędem pneumatycznym i hydraulicznym. Wykorzystano je ponadto do opracowania materiałów reklamowych, promujących i upowszechniających przedmiot wdrożenia.

Zaprojektowanie innowacyjnych wciągników łańcuchowych było możliwe dzięki zastosowaniu nowoczesnego oprogramowania wspomagającego proces projektowania.

Podstawowe parametry techniczne charakteryzujące wciągniki z napędem pneumatycznym i hydraulicznym [3]

Tabela 1

Nazwa parametru	Wartość parametrów
Udźwig [kN]	30/60
Masa [kg]	60
Stosunek udźwigu do ciężaru własnego	100
Rodzaj medium zasilającego	Sprężone powietrze, emulsja wodno-olejowa, olej
Ciśnienie zasilania [MPa]	0,3÷0,7 wciągnik pneumatyczny
	16-25 wciągnik hydrauliczny
Prędkość podnoszenia (dla udźwigu 30/60kN)	6/3 m/min wciągnik pneumatyczny
	10/5 m/min wciągnik hydrauliczny



Rys.11. Modele przestrzenne wciągników łańcuchowych z napędem: a) pneumatycznym, b) hydraulicznym [3]

Literatura

1. Bałaga D., Budzyński Z., Kalita M. Prostański D.: Nowe elektryczne wciągniki łańcuchowe konstrukcji CMG KOMAG. Maszyny Górnicze 2007 nr 4(112).
2. Cebula D., Kalita M.: Innowacyjne rozwiązania ITG KOMAG w zakresie górniczych urządzeń dźwigniowych W: Innowacyjne Techniki i Technologie dla Górnictwa, Bezpieczeństwo – Efektywność - Niezawodność KOMTECH, ITG KOMAG Gliwice 2013, str. 257-266.
3. Raport końcowy z realizacji projektu celowego nr III-144/P-157/2012/P ROW-III-238/2012 ITG KOMAG Gliwice 2013 (materiały nie publikowane).
4. Nowe rozwiązania pneumatycznych i hydraulicznych wciągników łańcuchowych. W: Nowoczesne Metody Eksploatacji Węgla i Skąd Zwięzłych, Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 2013 s. 242-250.
5. Klich A.: Maszyny i urządzenia dla inżynierii budownictwa podziemnego: wyrobiska korytarzowe i szybowe w górnictwie: praca zbiorowa. Wydaw. Nauk. „Śląsk”, Katowice, 1999

Artykuł wpłynął do redakcji w lutym 2014 r.