Monografia naukowa pod redakcją
Edwarda PIECZORY

MASZYNY TRANSPORTOWE Z NAPĘDEM SPALINOWYM DO KOPALŃ WĘGLA KAMIENNEGO

Monografia naukowa pod redakcją
Edwarda Pieczory

MASZYNY TRANSPORTOWE
Z NAPĘDEM SPALINOWYM
DO KOPALŃ WĘGLA KAMIENNEGO

Współautorzy rozdziałów:

dr inż. Piotr Dobrzaniecki – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

dr inż. Krzysztof Kaczmarczyk – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

dr inż. Dariusz Michalak – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

dr inż. Edward Pieczora – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

dr inż. Jarosław Tokarczyk – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

mgr inż. Hubert Suffner – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

dr inż. Mariusz Woszczyński – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Recenzenci:

dr hab. inż. Kazimierz Furmanik

dr hab. inż. Krzysztof Kotwica, prof. AGH

dr hab. inż. Stanisław Szweda, prof. ITG KOMAG

Redakcja techniczna, skład i korekta językowa:

mgr inż. Romana Zając

mgr inż. Bogna Kolasińska

Praca naukowa finansowana przez Ministerstwo Edukacji i Nauki, zgodnie z umową nr DNM/SP/514975/2021, zrealizowana w ramach programu "Doskonała nauka"

Copyright by

Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2022

Wydawca:

Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

ISBN 978-83-65593-28-3

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Spis treści

str.

1. Wstęp 1

2. Wymagania dotyczące podziemnych maszyn transportowych z napędem spalinowym i ich ewolucja ……..... 3

2.1. Prawo górnicze oraz wymagania bezpieczeństwa pracy w latach 1945 – 1994 3

2.1.1. Wymagania bezpieczeństwa pracy obowiązujące po 1945 roku 3

2.1.2. Pierwsze powojenne prawo górnicze i wybrane akty wykonawcze …….. 7

2.2. System normalizacyjny w latach 1945 – 1994 …… 9

2.3. Akcesja Polski do Unii Europejskiej…… 13

2.3.1. Dostosowanie systemu normalizacyjnego do wymagań unijnych ……. 13

2.3.2. Nowe prawo górnicze i wybrane akty wykonawcze 13

2.3.3. Wprowadzenie systemu oceny wyrobów ……... 18

2.3.4. Harmonizacja wymagań technicznych dla maszyn z napędem spalinowym do kopalń węgla kamiennego 20

2.4. Aktualnie obowiązujące przepisy i wymagania …….. 25

2.4.1. Prawo górnicze i geologiczne …… 25

2.4.2. System oceny zgodności …… 26

2.4.3. Wymagania dla napędów spalinowych do urządzeń transportowych eksploatowanych w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla kamiennego …… 26

Literatura ……... 32

3. Lokomotywy do kopalnianej kolei podziemnej …… 41

3.1. Lokomotywa Lds-70 48

3.2. Lokomotywa Lds-100 ……. 51

3.3. Lokomotywa Lds-100Z ……... 65

3.4. Lokomotywa Lds-100M …….. 65

3.5. Lokomotywa Lds-100K-EM ……... 70
3.6. Lokomotywa Lds-100K-EMA …… 72
3.7. Lokomotywa Lds-100K-EMA/H …… 79
3.8. Lokomotywa PIOMA LDS 80 …… 80
3.9. Lokomotywy typu UIK ……... 84
3.9.1. Lokomotywa UIK-GLS-150 ……... 84
3.9.2. Lokomotywa UIK-SMARTLOC-36 ……. 86
3.10. Lokomotywy typu DH …… 87
3.11. Lokomotywy typu DLP …….. 89
3.11.1. Lokomotywa spalinowa typu DLP50F ……. 89
3.11.2. Lokomotywa DLP140F ……. 91
Literatura ……... 93
4. Ciągniki (lokomotywy) do kolejek podwieszonych. Podwieszone ciągniki manewrowe 97
4.1. Lokomotywy podwieszone spalinowe Lps-80 i Lps-90D ……... 102
4.2. Kolejka podwieszona z lokomotywą (ciągnikiem) LPS-90 …….. 104
4.3. Od lokomotywy LPS-90 do ciągnika typu FSM ……. 114
4.3.1. Ciągnik (lokomotywa) PIOMA CS 80/PIOMA CSP … 115
4.3.2. Ciągnik PIOMA FM 80 …… 120
4.3.3. Ciągnik FMS ……. 126
4.4. Ciągniki PIOMA CS 120, PIOMA CZS 120, CSZ ……. 129
4.5. Ciągniki spalinowe typu KP (KPCS, KPZS, KPCZ) do kolejek podwieszonych …… 135
4.5.1. Wózki napędowe z ciernym przeniesieniem napędu … 136
4.5.2. Wózki napędowe z zębatym przeniesieniem napędu. Napęd zębaty HZA …… 138
4.5.3. Ciągniki spalinowe typu KP z ciernym, zębatym i cierno-zębatym przeniesieniem napędu …….…… 141
4.5.3.1. Ciągnik KP-148 ……. 144
4.5.3.2. Ciągnik KP-96 ……... 148

4.5.3.3. Ciągnik KP-95 ……... 149
4.6. Ciągnik (lokomotywa) typu HL 90 H/3-H …….. 151
4.7. Ciągniki typu DZ ...…….. 154
4.8. Ciągniki (lokomotywy) typu LZH i IMM ……. 157
4.9. Ciągniki (lokomotywy) typu DLZ ….……. 162
4.10. Ciągniki (lokomotywy) typu BEVEX ……. 166
4.11. Ciągnik (lokomotywa) typu BIZON ……... 169
4.12. Podwieszone ciągniki manewrowe ……. 171
4.12.1. Ciągnik manewrowy RK-D-25-40 ……..... 171
4.12.2. Ciągnik Beckman …….. 172
4.12.3. Ciągnik manewrowy DMZ50F-RC ……...……..... 173
Literatura ……... 174
5. Kolejki spągowe z napędem spalinowym ……. 179
5.1. Kolej spągowa PIOMA-VACAT …….. 184
5.2. Szynowa kolej zębata SKZ-81 ……... 187
5.3. Lokomotywa LZS-150 …….. 194
5.4. Kolejki spągowe zębate spalinowe KSZS-650/900 ……..…… 199
5.5. Ciągnik kolejki spągowej ZL 200-80-900-D …… 202
5.6. Ciągnik DLZ 110F.NZD kolejki spągowej …….. 203
Literatura ……... 204
6. Samojezdne wozy oponowe..... 207
6.1. Kopalniany ciągnik spalinowy KOCUR ……... 207
6.2. Wozy oponowe typu DELTA ……... 208
6.3. Samojezdne wozy oponowe WOS-10 i WPP-3 …… 210
6.4. Samojezdny wóz oponowy EIMCO 912 Excalibur …….. 219
Literatura ……... 223
7. Komputerowe wspomaganie projektowania i użytkowania dołowych maszyn transportowych 225
7.1. Wirtualne prototypowanie …….. 225

7.2. Komputerowe wspomaganie użytkowników – system STD ……... 240

7.3. Obliczenia dynamiczne ……. 246

Literatura ……... 248

8. Badania górniczych napędów spalinowych 251

8.1. Budowa stanowiska badawczego …… 251

8.2. Badania wpływu zabudowy ognioszczelnego układu dolotowo-wylotowego na parametry silnika ……... 254

8.3. Badania wpływu zabudowy ognioszczelnego układu dolotowo-wylotowego na jakość spalin ……... 258

8.4. Doskonalenie rozwiązań chłodzenia spalin w napędach górniczych ……... 260

8.5. Badania układu selektywnej redukcji katalitycznej zabudowanego na silniku spalinowym budowy przeciwwybuchowej …… 269

8.6. Badania doświadczalne prototypu układu rekuperacji energii cieplnej silnika spalinowego ……... 274

Literatura ……... 279

Streszczenie ……... 281

Abstract ……..……... 283

1. Wstęp

Transport kopalniany jest niezbędnym ogniwem procesu wydobywczego zakładu górniczego. Obejmuje on odstawę urobku, transport materiałów i urządzeń oraz przewóz ludzi do/z wyrobisk górniczych. Odstawa urobku w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla kamiennego realizowana jest przenośnikami zgrzebłowymi (ścianowymi i podścianowymi), a następnie przenośnikami taśmowymi. Do transportu materiałów i urządzeń oraz przewozu ludzi w transporcie głównym stosuje się kopalnianą kolej podziemną, natomiast w transporcie oddziałowym kolejki podwieszone i spągowe.

Od początku wydobywania węgla stosowano wyłącznie transport po spągu, zrewolucjonizowany w XVIII wieku poprzez zastosowanie stalowych szyn. Siłę pociągową, sprowadzonych w podziemia kopalń w XIX wieku koni, od początku XX wieku sukcesywnie zastępowano lokomotywami (z napędem pneumatycznym, a później także elektrycznym).

Dopiero w połowie XX wieku, w górnictwie pojawiły się przenośniki. Rozpoczął się rozwój kolejek z napędem linowym podwieszonych, a w późniejszym okresie kolejek spągowych. Po 1990 roku w polskich kopalniach wprowadzono do stosowania napędy spalinowe przede wszystkim do kolejek podwieszonych oraz lokomotyw kopalnianej kolei podziemnej.

O ile rozwój przenośników zgrzebłowych i taśmowych jest przedmiotem wielu opracowań w formie monografii (np. Antoniak J.: *Systemy transportu przenośnikami taśmowymi w górnictwie*, Wyd. Pol. Śl. 2006 r., czy też Suchoń J.: *Górnicze przenośniki zgrzebłowe.* Wyd. ITG KOMAG, 2012 r.), to pozostałe urządzenia transportowe (np. lokomotywy, kolejki podwieszone i spągowe), zwłaszcza z napędem spalinowym, nie były dotąd ujęte tematycznie w wydawnictwie zwartym.

Niniejsza współautorska, bogato ilustrowana monografia powstała z myślą o przedstawieniu zrealizowanych w kraju pracach badawczo-rozwojowych w zakresie dołowych maszyn transportowych z napędem spalinowym, przeznaczonych do eksploatacji w podziemnych wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem, ze szczególnym uwzględnieniem prac zrealizowanych w KOMAG-u. Prace te zaprezentowano na tle rozwiązań zagranicznych tego typu urządzeń eksploatowanych w polskich kopalniach.

W monografii omówiono lokomotywy do kopalnianej kolei podziemnej, kolejki podwieszone i spągowe z napędem spalinowym oraz oponowe wozy samojezdne.

Zastosowanie maszyn transportowych z napędem spalinowym w podziemnych wyrobiskach górniczych potencjalnie zagrożonych wybuchem wymagało uregulowań prawnych, które przedstawiono w sposób retrospektywny w rozdziale drugim. Rozdział ten stanowi wprowadzenie do tematyki monografii.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

W kolejnych dwóch rozdziałach opisano prace zrealizowane w kraju oraz za granicą, ze szczególnym uwzględnieniem prac badawczo-rozwojowych wykonanych w KOMAG-u, w zakresie lokomotyw spalinowych do kopalnianej kolei podziemnej oraz kolejek podwieszonych z napędem spalinowym.

W rozdziale piątym przedstawiono prace ITG KOMAG, zrealizowane wraz z partnerami przemysłowymi, dotyczące ciągników spalinowych do kolejek spągowych, w rezultacie których powstało oryginalne rozwiązanie dwunapędowej maszyny przeznaczonej do transportu ładunków bezpośrednio od podszybia do docelowego miejsca przeznaczenia w wyrobiskach ścianowych. Wykorzystując typowe tory kopalnianej kolei podziemnej, maszyna może pracować w funkcji lokomotywy (w wyrobiskach poziomych) lub w funkcji kolejki spągowej (w wyrobiskach nachylonych).

W kolejnym rozdziale opisano próby wdrożenia w polskich kopalniach samojezdnych wozów oponowych, przeznaczonych zarówno do odstawy urobku z drążonych chodników, jak i do transportu kompletnych sekcji obudowy zmechanizowanej.

Wykorzystując zaawansowane metody symulacji komputerowej zarówno w procesach badawczo-rozwojowych, jak i podczas eksploatacji maszyn, w ITG KOMAG opracowano komputerowe narzędzia wspomagające projektantów i użytkowników dołowych maszyn transportowych, które opisano w rozdziale siódmym.

W ostatnim ósmym rozdziale przedstawiono rezultaty prac naukowych i badawczych, prowadzonych na bazie zbudowanego w 2007 r. w KOMAG-u stanowiska do badań górniczych napędów spalinowych.

Prezentowana monografia dedykowana jest inżynierom, którzy w swej działalności zawodowej zajmują się zagadnieniami transportu dołowego, a także pracownikom naukowym i studentom uczelni technicznych na kierunkach obejmujących maszyny górnicze oraz zagadnienia napędów spalinowych. Zawarty w monografii zakres wiedzy może być również przydatny osobom dokumentującym rozwój mechanizacji górnictwa.

Autorzy dziękują wszystkim za pomoc w udostępnieniu i skompletowaniu materiałów do monografii, a zwłaszcza Panom: Dawidowi Jendrosce, Jackowi Korskiemu, Dariuszowi Kubiakowi i Radosławowi Michalakowi oraz recenzentom Panom Profesorom: Kazimierzowi Furmanikowi, Krzysztofowi Kotwicy i Stanisławowi Szwedzie, a także Pani Romanie Zając (redaktor techniczny) za cenne uwagi, które wpłynęły na ostateczny kształt publikacji.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

2. Wymagania dotyczące podziemnych maszyn transportowych z napędem spalinowym i ich ewolucja

Edward Pieczora

2.1. Prawo górnicze oraz wymagania bezpieczeństwa pracy w latach 1945 – 1994

2.1.1. Wymagania bezpieczeństwa pracy obowiązujące po 1945 roku

Na terenie Polski w 1945 roku znalazło się 80 kopalń węgla kamiennego, znacjonalizowanych na podstawie tzw. ustawy nacjonalizującej, z dnia 3 stycznia 1946 roku. Jednym z pilnych zadań było uporządkowanie i wprowadzenie jednolitych przepisów w górnictwie, w tym przepisów związanych z bezpieczeństwem pracy. W tym okresie z powodu braku wykwalifikowanych górników większość zatrudnionych stanowiły kobiety, młodociani, inwalidzi, mężczyźni powyżej 50 roku życia (w tym emeryci) oraz reemigranci powracający z Francji, Belgii i Holandii [1].

Bezpośrednio po II wojnie światowej obowiązywało nadal „Prawo górnicze" z 1930 roku, nie przystające do kształtującej się rzeczywistości politycznej, gospodarczej i społecznej. Mając na uwadze zachowanie bezpiecznych warunków pracy w kopalniach w pierwszej kolejności należało uporządkować przepisy związane z bezpieczeństwem eksploatacji. Reaktywowany w marcu 1945 roku Wyższy Urząd Górniczy (WUG) w Katowicach, już we wrześniu tego roku wydał w formie rozporządzenia „Przepisy bezpieczeństwa na kopalniach węgla kamiennego". Należy mieć na uwadze, że pomimo istniejącego od 1924 roku (reaktywowanego w roku 1945) Polskiego Komitetu Normalizacyjnego, w tym czasie (z małymi wyjątkami) nie istniały normy określające wymagania techniczne dla maszyn i urządzeń górniczych. W związku z tym, wszelkiego rodzaju przepisy górnicze wydawane w formie zarządzeń poszczególnych ministrów czy rozporządzeń WUG, musiały określać zarówno wymagania eksploatacyjne, jak i wymagania techniczne.

Z dniem 1 września 1951 roku Minister Górnictwa wprowadził „Przepisy technicznej eksploatacji kopalń węgla kamiennego" [19] (PTEKW) wydane na mocy uchwały Prezydium Rządu z dnia 24 marca 1951 roku. W dziale V pt. „Transport kopalniany" ujęto wymagania z podziałem m.in. na:

- przewóz ręczny i konny,
- przewóz linowy w wyrobiskach poziomych oraz pochyłych,
- przewóz elektrowozami,
- przewóz ludzi w wyrobiskach poziomych i pochyłych.

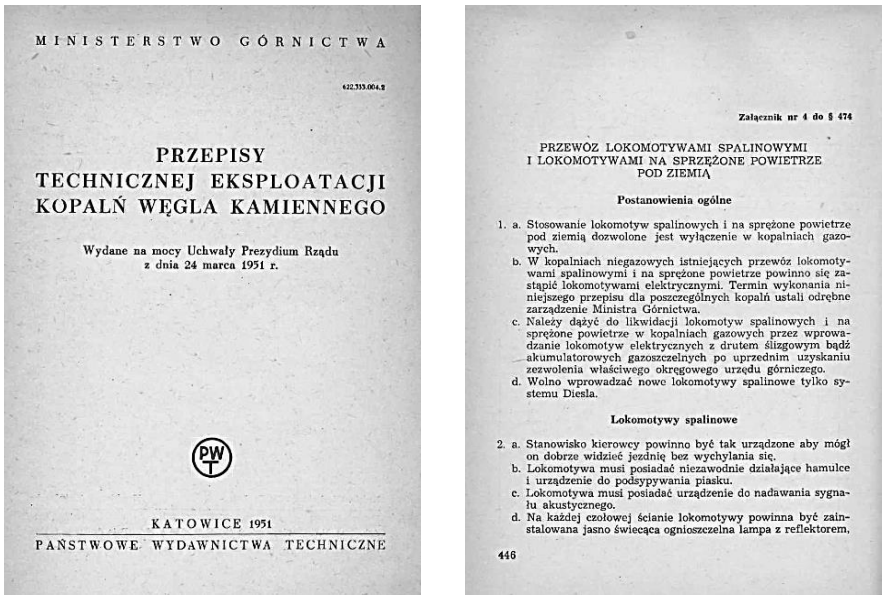
Open Access (CC BY-NC 4.0)

Określono także wymagania dla torów kopalnianych (prześwity i odstępy przy układaniu torów, nawierzchnie torów szynowych, układanie torów oraz ich utrzymanie i naprawy) oraz wozów kopalnianych.

Powyższe przepisy zezwalały na przewóz ręczny tylko na krótkich odległościach, a przewóz konny był dopuszczalny w wyjątkowych przypadkach, z zachowaniem przepisów bezpieczeństwa obowiązujących przy tym przewozie. Na wszystkich poziomych drogach przewozowych w kopalniach o rocznym wydobyciu ponad 100 000 ton, przy odległościach przewozu co najmniej 500 m, należało stosować „przewóz elektrowozami" (§ 473), natomiast w „*kopalniach gazowych lub posiadających niebezpieczny pył węglowy w głównych wyrobiskach przewozowych oraz chodnikach wentylacyjnych i pośrednich"* należało stosować *„lokomotywy akumulatorowe, powietrzne i spalinowe typu dopuszczonego do ruchu w kopalniach gazowych*". Dalej przepisy te określały, że w kopalniach gazowych pierwszej i drugiej kategorii wolno używać – za zezwoleniem właściwego okręgowego urzędu górniczego - elektrowozów przewodowych do przewozu w głównych wyrobiskach przewozowych, przewietrzanych prądem świeżego powietrza, gdy nie zachodzi obawa nagromadzenia się w tych wyrobiskach gazu i pyłu. Zabronione było stosowanie elektrowozów przewodowych w kopalniach gazowych trzeciej kategorii (przepisy ujmowały trzy kategorie zagrożenia metanowego). W wyrobiskach poziomych przy odległościach do 500 m oraz pochyłych, można było stosować przewóz liną otwartą lub zamkniętą, przy zachowaniu wymagań określonych w ww. przepisach. Zabroniony był przewóz równoczesny elektrowozami i innymi rodzajami transportu (konny, linowy) na tych samych odcinkach torów.

Pierwsze wymagania techniczne dla elektrowozów określała polska norma PN-55/G-46801 [2] zaś wymagania dla lokomotyw spalinowych i pneumatycznych zawarto w Załączniku nr 4 do § 474 ww. przepisów [19] (rys. 2.1). Zadziwiała niekonsekwencja § 474 wymienionych przepisów *„W kopalniach gazowych lub posiadających niebezpieczny pył węglowy należy stosować lokomotywy akumulatorowe, powietrzne lub spalinowe...."* z zapisem podpunktu c. postanowień ogólnych tego załącznika (rys. 2.1) *„Należy dążyć do likwidacji lokomotyw spalinowych i na sprężone powietrze w kopalniach gazowych…",* co spowodowało wycofanie z ruchu eksploatowanych, a wdrożonych jeszcze w okresie międzywojennym, lokomotyw z napędem spalinowym (benzolowym).

Open Access (CC BY-NC 4.0)



MINISTERSTWO GÓRNICTWA

622.333.004.9

PRZEPISY
TECHNICZNEJ EKSPLOATACJI
KOPALŃ WĘGLA KAMIENNEGO

Wydane na mocy Uchwały Prezydium Rządu
z dnia 24 marca 1951 r.

KATOWICE 1951

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

Załącznik nr 4 do § 474

PRZEWÓZ LOKOMOTYWAMI SPALINOWYMI
I LOKOMOTYWAMI NA SPRZĘŻONE POWIETRZE
POD ZIEMIĄ

Postanowienia ogólne

1. a. Stosowanie lokomotyw spalinowych i na sprężone powietrze pod ziemią dozwolone jest wyłączenie w kopalniach gazowych.
   b. W kopalniach niegazowych istniejących przewóz lokomotywami spalinowymi i na sprężone powietrze powinno się zastąpić lokomotywami elektrycznymi. Termin wykonania niniejszego przepisu dla poszczególnych kopalń ustali odrębne zarządzenie Ministra Górnictwa.
   c. Należy dążyć do likwidacji lokomotyw spalinowych i na sprężone powietrze w kopalniach gazowych przez wprowadzanie lokomotyw elektrycznych z drutem ślizgowym bądź akumulatorowych gazoszczelnych po uprzednim uzyskaniu zezwolenia właściwego okręgowego urzędu górniczego.
   d. Wolno wprowadzać nowe lokomotywy spalinowe tylko systemu Diesla.

Lokomotywy spalinowe

2. a. Stanowisko kierowcy powinno być tak urządzone aby mógł on dobrze widzieć jezdnię bez wychylania się.
   b. Lokomotywa musi posiadać niezawodnie działające hamulce i urządzenie do podsypywania piasku.
   c. Lokomotywa musi posiadać urządzenie do nadawania sygnału akustycznego.
   d. Na każdej czołowej ścianie lokomotywy powinna być zainstalowana jasno świecąca ognioszczelna lampa z reflektorem,

446

Rys. 2.1. Skan wybranych stron Przepisów Technicznej Eksploatacji Kopalń Węgla Kamiennego [19]

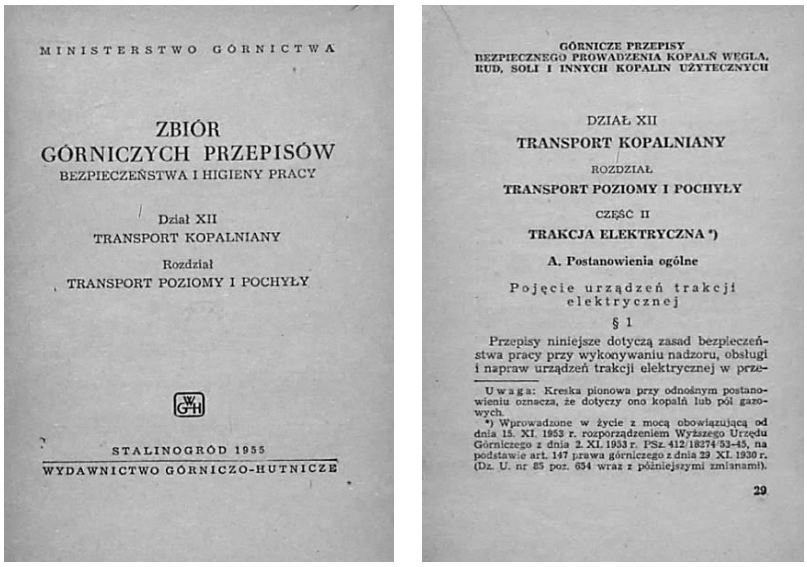
W załączniku nr 4 do PTEKW podano szereg technicznych wymagań dotyczących lokomotyw spalinowych, m. in.:

- maksymalną zawartość CO w spalinach wynoszącą 0,12% objętościowo,
- maksymalną temperaturę spalin opuszczających układ wydechowy wynoszącą 70°C,
- maksymalną temperaturę zewnętrzną przewodu wylotowego spalin wynoszącą 200°C,
- konieczność zabezpieczenia układu ssącego i wydechowego metalową osłoną płytkową o szerokości 50 mm, grubości 0,5 mm i maksymalnych szczelinach o wartości 0,5 mm,
- konieczność poddania układu pomiędzy ww. osłonami płytkowymi próbie wodnej na ciśnienie 8 atmosfer (obecnie 0,8 MPa),
- konieczność chłodzenia spalin wodą wtryskiwaną do przewodu wydechowego,
- konieczność poddawania spalin kąpieli wodnej przed ich wylotem,
- konieczność zabudowy stałej instalacji gaśniczej, uruchamianej ze stanowiska maszynisty, zapewniającej doprowadzenie CO_2 do układu ssącego i wydechowego oraz po obu stronach silnika za pomocą specjalnych dysz.

Wyższy Urząd Górniczy, opierając się na art. 147 p. 1 Prawa górniczego z dnia 29 września 1930 roku, opracował „Górnicze przepisy bezpiecznego prowadzenia kopalń węgla, rud metali, soli i innych kopalin użytecznych” wydane przez Ministerstwo Górnictwa w postaci kilkunastotomowego „Zbioru

Open Access (CC BY-NC 4.0)

górniczych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy" [21], z mocą obowiązującą od dnia 20 listopada 1953 roku. Uwzględniając tematykę niniejszej monografii istotnym był Dział XII „Transport kopalniany", Rozdział „Transport poziomy i pochyły". W części pierwszej przytoczonych przepisów podano ogólne wymagania dotyczące odstawy i przewozu: ręcznego oraz konnego (po torach), linowego, lokomotywami a także jazdy ludzi. Część drugą (objętościowo równą części pierwszej) poświęcono trakcji elektrycznej (rys. 2.2).


MINISTERSTWO GÓRNICTWA

ZBIÓR
GÓRNICZYCH PRZEPISÓW
BEZPIECZEŃSTWA I HIGIENY PRACY

Dział XII
TRANSPORT KOPALNIANY

Rozdział
TRANSPORT POZIOMY I POCHYŁY

STALINOGRÓD 1955
WYDAWNICTWO GÓRNICZO-HUTNICZE

GÓRNICZE PRZEPISY
BEZPIECZNEGO PROWADZENIA KOPALŃ WĘGLA, RUD, SOLI I INNYCH KOPALIN UŻYTECZNYCH

DZIAŁ XII
TRANSPORT KOPALNIANY

ROZDZIAŁ
TRANSPORT POZIOMY I POCHYŁY

CZĘŚĆ II
TRAKCJA ELEKTRYCZNA *)

A. Postanowienia ogólne

Pojęcie urządzeń trakcji elektrycznej

§ 1

Przepisy niniejsze dotyczą zasad bezpieczeństwa pracy przy wykonywaniu nadzoru, obsługi i napraw urządzeń trakcji elektrycznej w prze-

Uwaga: Kreska pionowa przy odnośnym postanowieniu oznacza, że dotyczy ono kopalń lub pól gazowych.
*) Wprowadzone w życie z mocą obowiązującą od dnia 15. XI. 1953 r. rozporządzeniem Wyższego Urzędu Górniczego z dnia 2. XI. 1953 r. PSz. 412/18274/53-45, na podstawie art. 147 prawa górniczego z dnia 29. XI. 1930 r. (Dz. U. nr 85 poz. 654 wraz z późniejszymi zmianami).

29

Rys. 2.2. Strony tytułowe „Zbioru górniczych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy" [21]

Pojawił się zatem swoisty dualizm prawny, gdyż jednocześnie obowiązywały:

- Przepisy technicznej eksploatacji kopalń węgla, wydane w 1951 roku przez Ministerstwo Górnictwa na mocy Uchwały Prezydium Rządu z dnia 24 marca 1951 roku [19] oraz,
- Przepisy bezpieczeństwa i higieny pracy opracowane przez WUG, wydane w 1955 roku przez Ministerstwo Górnictwa w postaci „Zbioru górniczych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy" [21].

Wymienione wyżej przepisy w pierwotnej wersji zawierały szereg postanowień sprzecznych, w związku z czym zachodziła konieczność pilnej ich nowelizacji. W wydaniu drugim PTEKW obowiązującym od 1 września 1956 roku [20] (w stosunku do wydania pierwszego z 1951 roku [19]), wycofany został Załącznik nr 4. Zmieniono także treść § 474 i § 475, które w nowym brzmieniu określały, że:

Open Access (CC BY-NC 4.0)

„1. Przewóz lokomotywami elektrycznymi z przewodem jezdnym wolno stosować:

- *na wszystkich poziomach i we wszystkich wyrobiskach kopalń niegazowych oraz kopalń zaliczanych do klasy A zagrożenia pyłowego,*
- *w kopalniach gazowych I i II kategorii oraz w pokładach lub ich częściach zaliczonych do klasy B zagrożenia pyłowego, w tym w głównych chodnikach przewozowych, które przewietrzane są strumieniem powietrza o prędkości nie mniejszej niż 1m/s.*

2. W kopalniach gazowych III kategorii, a także w kopalniach zaliczanych do klasy B zagrożenia pyłowego, należy stosować w głównych wyrobiskach przewozowych i pośrednich, gazoszczelne lokomotywy akumulatorowe lub lokomotywy spalinowe, albo też lokomotywy na powietrze sprężone."

Nie określono wymagań dla lokomotyw spalinowych.

Także ww., opracowane przez WUG przepisy bezpieczeństwa i higieny pracy wydane przez Ministerstwo Górnictwa w postaci „Zbioru górniczych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy" [21], były w tym czasie nowelizowane, jednak wspomniany Dział XII „Transport kopalniany", Rozdział: „Transport poziomy i pochyły" nie uległ zmianie.

Należy podkreślić, że ww. przepisy, mimo uchwalenia w 1953 roku nowego Prawa górniczego, obowiązywały aż do 1969 roku.

2.1.2. Pierwsze powojenne prawo górnicze i wybrane akty wykonawcze

Powojenne zmiany spowodowały, że wciąż obowiązujące Prawo górnicze z 1930 roku [9] stało się nieadekwatne do realiów państwa socjalistycznego, jak i do nowej sytuacji górnictwa. W związku z tym przystąpiono do opracowywania nowego prawa górniczego, które weszło w życie dekretem z dnia 6 maja 1953 roku [10]. Oparto je na zasadzie społecznej gospodarki złożami kopalin i ich eksploatacji, przy założeniu, że prawo wydobywania kopalin służy wyłącznie państwu, sankcjonując tym samym zapisy uchwalonej w 1952 r. Konstytucji. Zapisy dotyczące bezpieczeństwa ruchu zakładu górniczego były w zasadzie powtórzeniem zapisów z 1930 roku i sprowadzały się do sformułowania, że ruch *„powinien być prowadzony według zasad techniki górniczej oraz w taki sposób, by życie i zdrowie ludzkie ani interes społeczny nie były narażone na niebezpieczeństwo"*. Należy podkreślić, że ww. Prawo górnicze obowiązywało w Polsce przez 41 lat (aż do 1994 r.).

Uchwalone prawo górnicze (po nowelizacji w 1954 roku) dało Radzie Ministrów uprawnienia do wydania ogólnych przepisów, m.in. w sprawach bezpieczeństwa i higieny pracy w zakładach górniczych, a właściwym ministrom do wydania odpowiednich przepisów szczegółowych. Wyżej wymienione ogólne przepisy zostały wydane dopiero po szesnastu latach od

Open Access (CC BY-NC 4.0)

wprowadzenia nowego prawa górniczego. Wtedy to ukazało się „Rozporządzenie Prezesa Rady Ministrów z dnia 1 sierpnia 1969 roku w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy oraz bezpieczeństwa pożarowego w podziemnych zakładach górniczych" [22], w którym znalazł się ogólny zapis, że *„maszyny, urządzenia i miejsca pracy należy utrzymywać w takim stanie, aby zapewnione było bezpieczeństwo i higiena pracy"*.

W rozdziale V tego rozporządzenia podano ogólne wymagania dotyczące transportu poziomego oraz w wyrobiskach o nachyleniu do 45°, z podziałem na przewóz:

- linowy,
- lokomotywami pod ziemią,
- ludzi w wyrobiskach poziomych o nachyleniu do 45°.

Nie wymieniając rodzajów lokomotyw określono jedynie, że „*lokomotywy powinny być wyposażone w szczególności w sprawnie działające hamulce i piasecznice, urządzenia do nadawania sygnału akustycznego, reflektory z możliwością zmiany siły światła i lampy ze światłem czerwonym"*, zaś „*do przewozu wolno stosować tylko takie lokomotywy i inne pojazdy, których typ został dopuszczony do użytku przez Wyższy Urząd Górniczy"*.

Zarządzeniem nr 38 Ministra Górnictwa i Energetyki z 10 października 1973 roku wprowadzone zostały „Szczegółowe przepisy w sprawie prowadzenia ruchu i gospodarki złożem w podziemnych zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny i brunatny" [23]. W rozdziale 6 podano wymagania dotyczące przewozu ludzi, urobku i materiałów w wyrobiskach podziemnych z uwzględnieniem przewozu ręcznego, lokomotywowego, linowego, a dotyczącego urobku i materiałów oraz ludzi kolejkami jednoszynowymi podwieszonymi, wyciągami krzesełkowymi oraz przenośnikami taśmowymi, a także przewozu pojazdami oponowymi.

Wymagania dotyczące budowy lokomotyw zostały określone w „Przepisach budowy i eksploatacji kopalnianej kolei podziemnej" [24], do których odsyłał § 764 ww. „Szczegółowych przepisów…" [23], zaś *„przewóz pojazdami oponowymi mógł odbywać się po uzyskaniu zezwolenia Okręgowego Urzędu Górniczego wyłącznie w wyrobiskach określonych w tym zezwoleniu"*. Zawartość tlenku węgla w gazach spalinowych pobieranych bezpośrednio z rury wydechowej nie mogła być większa od 0,03% (analizę należało wykonywać co dwa tygodnie). W polach metanowych i wyrobiskach zagrożonych wybuchem, mogły być „*użytkowane pojazdy z silnikami spalinowymi dopuszczonymi przez Wyższy Urząd Górniczy"*. Pojazdy te winne były *„odpowiadać wymaganiom przepisów budowy dla tego rodzaju pojazdów"*.

W ww. „Przepisach budowy i eksploatacji kopalnianej kolei podziemnej" [24] w rozdziale drugim części pierwszej podano ogólne przepisy budowy

Open Access (CC BY-NC 4.0)

lokomotyw, a w kolejnych przepisy dla lokomotyw przewodowych, akumulatorowych, przewodowo-akumulatorowych, spalinowych i powietrznych.

Rozdział szósty pt. „Przepisy dla lokomotyw spalinowych" zawierał tylko jeden paragraf (§ 256) o treści: *„Budowa, utrzymanie i warunki eksploatacji lokomotyw spalinowych powinny odpowiadać postanowieniom odrębnych przepisów wydanych przez Ministra Górnictwa i Energetyki w porozumieniu z Prezesem Wyższego Urzędu Górniczego"*. Stąd w 1975 roku zostały przez ww. organy uzgodnione „Wytyczne budowy i eksploatacji lokomotyw spalinowych kopalnianych kolei podziemnych" [25]. Wiele z określonych w nich wymagań było zgodnych z zapisami Załącznika nr 4 do pierwszego wydania Przepisów Technicznej Eksploatacji Kopalń Węgla Kamiennego z 1951 roku [19]. Przykładowo, zachowano wartości maksymalnych temperatur powierzchni zewnętrznych przewodu wylotowego spalin oraz spalin wynoszące odpowiednio 200°C i 70°C, wymóg ognioszczelnej budowy układu dolotowo-wylotowego pomiędzy przerywaczami płomieni, konieczność wtrysku wody do przewodu odprowadzającego spaliny, wymóg zabudowy stałej instalacji gaśniczej. Nowością było określenie m.in. maksymalnych długości szczelin oraz ich prześwitów dla silników spalinowych oraz ograniczenie zawartości tlenku węgla w spalinach przed wylotem do atmosfery, która *„nie powinna przekraczać 0,05% przy mocy znamionowej i podczas biegu jałowego silnika nowego oraz po kapitalnym remoncie"*.

W tym miejscu warto wspomnieć o wydanych w 1978 roku przez Ministerstwo Górnictwa „Wytycznych stosowania kolejek podwieszonych" [26], w których po raz pierwszy w polskich przepisach uwzględniono (co prawda bardzo lakonicznie) zapisy dotyczące kolejek *„z napędem lokomotywowym (ciągnik spalinowy lub ciągnik z napędem elektrycznym)"*.

2.2. System normalizacyjny w latach 1945 - 1994

Jeszcze przed zakończeniem II wojny światowej reaktywowano polski system normalizacyjny – Uchwałą Rady Ministrów z dnia 21 kwietnia 1945 roku powołano Polski Komitet Normalizacyjny (PKN), podporządkowany bezpośrednio Prezydium Rady Ministrów. Jego podstawowym zadaniem było przeanalizowanie opracowanych przed wojną norm pod kątem możliwości ich bieżącego wykorzystania [3].

Sejm dnia 20 grudnia 1949 roku uchwalił „Ustawę o utworzeniu Polskiego Komitetu Normalizacyjnego oraz o polskich normach i standardach" [42] tworząc jednostkę budżetową, posiadającą osobowość prawną. Sprawujący nadzór nad PKN - Przewodniczący Państwowej Komisji Planowania Gospodarczego (PKPG) otrzymał uprawnienia uznawania określonych norm jako obowiązujących *„na obszarze całego państwa lub pewnych jego części, względnie pewnych gałęzi*

Open Access (CC BY-NC 4.0)

życia gospodarczego", co oznaczało, że stosowanie Polskich Norm, we wskazanych obszarach, stało się obowiązkowe [3].

Rada Państwa PRL dnia 4 marca 1953 roku wydała dekret o normach i o Polskim Komitecie Normalizacyjnym (PKN) [43], wprowadzający (po raz pierwszy) pojęcia: normy zakładowej (stosowanej w jednym lub więcej zakładach pracy), resortowej (stosowanej w ramach resortu), państwowej (stosowanej na całym obszarze państwa lub dla określonej gałęzi gospodarki narodowej) oznaczonej PN (Polska Norma). Zakłady pracy i jednostki organizacyjne zainteresowanych resortów otrzymały kompetencje do opracowywania norm zakładowych i resortowych oraz przygotowywania projektów norm państwowych. Normy państwowe ustalał PKN, natomiast uprawnionym do ich zatwierdzania był z jednoczesnym wskazaniem ich obligatoryjności bądź fakultatywności - Przewodniczący PKPG. Właściwi ministrowie posiadali kompetencje ustanawiania norm zakładowych i resortowych. W oparciu o ww. dekret, wydane przez Przewodniczącego RGPG w dniu 12 listopada 1954 roku rozporządzenie zabroniło produkowania wyrobów objętych normami w sposób niezgodny z ich zapisami (za wyjątkiem produkcji na eksport lub do badań naukowych) [3]. Od tego momentu określenie normy obligatoryjnej (obowiązkowej) na ponad 30 lat wpisało się w sferę normalizacyjną, znacząco wpływając na cały system normalizacji. Idee obligatoryjności systemu normalizacji ugruntowała ustawa o normalizacji z dnia 27 listopada 1961 roku [44].

Mimo, że standaryzacja wymagań dla maszyn i urządzeń górniczych w obszarze Polskich Norm zaistniała dopiero w latach sześćdziesiątych, warto zauważyć, że w KOMAG-u już znacznie wcześniej opracowywano normy zakładowe, wykorzystywane przez wiele instytucji związanych z górnictwem. Jedną z pierwszych była:

ZN-52/MG-13-E/G/008 Wozy kopalniane osobowe. Badania techniczne.

Z danych archiwalnych wynika, że w historii KOMAG-u opracowano ponad 350 norm zakładowych. W roku 1953 w KOMAG-u równolegle rozpoczęto także opracowywanie norm branżowych (początkowo sygnowanych znakiem RN, a następnie symbolem BN), zaś na przełomie lat sześćdziesiątych i siedemdziesiątych XX wieku opracowano pierwsze Polskie Normy, zawierające podstawowe parametry oraz wielkości charakterystyczne wybranych typów maszyn górniczych [4].

W 1972 roku Sejm uchwalił ustawę (która nie zmieniła w znaczący sposób założeń systemu normalizacyjnego w Polsce), tworząc Polski Komitet Normalizacji i Miar (PKN), pełniący nadrzędną rolę nad terenowymi urzędami miar. Podobnie stało się po wprowadzeniu zmian do ww. ustawy w roku 1979, kiedy to do zakresu działania Polskiego Komitetu Normalizacyjnego i Miar włączono zagadnienia związane z jakością [3].

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Konsekwencją Uchwały nr 18 Rady Ministrów z dnia 22 stycznia 1971 r. [46] było utworzenie, na mocy zarządzenia Ministra Górnictwa, branżowych ośrodków normalizacyjnych. Ośrodki te opracowywały wszystkie trzy typy norm tj. Polskie Normy, normy branżowe i zakładowe. Ustanowienie Polskich Norm należało do kompetencji PKN, norm branżowych do właściwych ministrów, a norm zakładowych do dyrektorów jednostek lub dyrektorów zjednoczeń, do których dane jednostki były przynależne. W rezultacie w 1978 r. w KOMAG-u powstał branżowy ośrodek normalizacyjny posiadający bardzo szeroki zakres, począwszy od podziemnych maszyn urabiających, ładowarek, urządzeń transportowych, maszyn wyciągowych, obudów, wiertarek górniczych, a kończąc na maszynach do przeróbki mechanicznej. Do 1994 roku (kiedy uchwalono nową ustawę normalizacyjną), w ośrodku tym opracowano i znowelizowano 65 Polskich Norm i 200 norm branżowych [4]. Prężnie działał też branżowy ośrodek normalizacyjny w EMAG-u (głównie w okresie funkcjonowania pod nazwą Gwarectwo Automatyzacji Górnictwa).

W tabelach 2.1 i 2.2 zawarto wykaz wybranych norm branżowych oraz Polskich Norm bezpośrednio lub pośrednio związanych z tematyką monografii.

Wykaz wybranych norm branżowych

Tabela 2.1.

Nr normy	Tytuł	Status
BN-70/6726-01	Tabor kolejowy. Pojazdy trakcyjne. Piasek do piasecznic.	
BN-79/0466-02	Podziemne ruchome maszyny górnicze. Wyposażenia oświetleniowe. Ogólne wymagania i badania.	Zastąpiona przez: PN-G-50007:1998
BN-81/0462-03	Lokomotywy elektryczne akumulatorowe górnicze. Ognioszczelne skrzynie akumulatorowe. Wymagania i badania.	
BN-82/1705-01	Maszyny i urządzenia górnicze. Wymagania ogólne.	Zastąpiona przez: PN-90/1705-01
BN-85/1700-11	Maszyny i urządzenia górnicze. Samojezdne maszyny górnicze. Podział i określenia.	Zastąpiona przez: PN-G-02201:1998
BN-86/1705-13	Maszyny i urządzenia górnicze. Lokomotywy kopalniane podziemne. Wymagania ogólne.	Zastąpiona przez: PN-G-50017:1996
BN-87/1705-14	Maszyny i urządzenia górnicze. Lokomotywy kopalniane elektryczne akumulatorowe. Wymagania.	Zastąpiona przez: PN-G-50017:1996
BN-88/1705-15	Maszyny i urządzenia górnicze. Lokomotywy kopalniane elektryczne przewodowe. Wymagania.	Zastąpiona przez: PN-G-50017:1996
BN-90/1705-01	Maszyny i urządzenia górnicze. Wymagania ogólne.	Zastąpiona przez: PN-G-50000:1993

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Wykaz wybranych Polskich Norm

Tabela 2.2.

Nr normy	Tytuł	Status
PN-55/G-46801	Elektrowozy przewodowe kopalniane. Wymiary obrysu i zasadnicze parametry.	Zastąpiona przez: PN-67/G-46801
PN-67/G-46801	Lokomotywy kopalniane podziemne. Lokomotywy elektryczne przewodowe. Główne wymiary i podstawowe parametry.	Zastąpiona przez: PN-75/G-46801
PN-75/G-46801	Lokomotywy kopalniane podziemne. Lokomotywy elektryczne przewodowe. Główne wymiary i podstawowe parametry.	Zastąpiona przez: PN-89/G-46801
PN-89/G-46802	Lokomotywy kopalniane podziemne. Lokomotywy elektryczne akumulatorowe. Podstawowe parametry.	Wycofana ze zbioru PN
PN-80/G-46000	Tory kopalniane. Szerokości torów.	Wycofana ze zbioru PN
PN-86/G-46803	Lokomotywy kopalniane podziemne. Lokomotywy spalinowe. Podstawowe parametry.	Wycofana ze zbioru PN
PN-G-50000:1993	Ochrona pracy. Maszyny i urządzenia górnicze. Ogólne wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.	Zastąpiona przez: PN-G-50000:2002
PN-G-02150:1997	Kopalniane koleje szynowe. Podział i terminologia.	W zbiorze PN
PN-G-02201:1998	Maszyny i urządzenia górnicze. Samojezdne maszyny górnicze. Terminologia i klasyfikacja.	W zbiorze PN
PN-G-50007:1998	Ochrona pracy w górnictwie. Wyposażenie oświetleniowe maszyn górniczych podziemnych. Wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.	W zbiorze PN
PN-G-36000:1997	Napędy spalinowe dla podziemnych pojazdów górniczych. Wymagania.	W zbiorze PN
PN-G-36001:1999	Napędy spalinowe dla podziemnych pojazdów górniczych. Badania.	W zbiorze PN
PN-G-50000:2002	Ochrona pracy w górnictwie. Maszyny górnicze. Ogólne wymagania bezpieczeństwa i ergonomii.	W zbiorze PN
PN-G-46865:2002	Lokomotywy kopalniane podziemne. Lokomotywy podwieszone spalinowe. Wymagania.	W zbiorze PN
PN-G-46866:2005	Kopalniane szynowe koleje linowe. Koleje spągowe. Wymagania.	W zbiorze PN
PN-G-46867:2007	Kopalniane szynowe koleje linowe. Koleje podwieszone. Wymagania.	W zbiorze PN
PN-G-46860:2011	Kopalniane koleje szynowe. Wózki hamulcowe i urządzenia hamowania awaryjnego. Wymagania.	W zbiorze PN

Open Access (CC BY-NC 4.0)

2.3. Akcesja Polski do Unii Europejskiej

2.3.1. Dostosowanie systemu normalizacyjnego do wymagań unijnych

W 1994 roku Polska rozpoczęła starania o członkostwo w Unii Europejskiej, co wiązało się m.in. z opracowaniem tzw. „Białej Księgi", opisującej konieczne do zmiany elementy polskiego systemu prawa. Jednym z koniecznych warunków było dostosowanie polskiego systemu normalizacyjnego do systemów stosowanych w krajach unijnych i całkowita harmonizacja Polskich Norm z Normami Europejskimi. Na mocy Ustawy z dnia 3 kwietnia 1993 roku o normalizacji [46], od 1 stycznia 1994 roku Polskie Normy przestały pełnić rolę aktów prawnych, stając się uznanymi regułami technicznymi do dobrowolnego stosowania (do 31 grudnia 1993 roku ich stosowanie było obowiązkowe, gdyż pełniły one rolę przepisów, a nieprzestrzeganie ich postanowień stanowiło naruszenie prawa). Mimo wyraźnej deklaracji dobrowolności stosowania Polskich Norm, ww. ustawa dopuściła możliwość nałożenia przez właściwych ministrów obowiązku stosowania norm, np. w zakresie ochrony życia, mienia, bezpieczeństwa itp. Natychmiastowe nałożenie obowiązku stosowania znacznej liczby Polskich Norm przyczyniło się do wypaczenia intencji twórców ustawy co do wprowadzenia systemu normalizacji dobrowolnej i w praktyce ugruntowało poprzedni system nakazowy. W związku z ułomnościami tej ustawy, m.in. nie uwzględniającej możliwości wprowadzenia Europejskich Norm do prawodawstwa polskiego w języku oryginału, zaszła konieczność uchwalenia nowej ustawy o normalizacji [47] (12 września 2002 roku), która weszła w życie 1 stycznia 2003 roku, umożliwiając wprowadzenie wymaganej liczby 80% Europejskich Norm (z ośmiu tysięcy), do zbioru Polskich Norm. W ten sposób w polskim prawodawstwie zaistniało szereg unijnych uznanych reguł technicznych także w przedmiocie niniejszej monografii.

2.3.2. Nowe prawo górnicze i wybrane akty wykonawcze

Mając na uwadze, iż obowiązujące od 1953 r. Prawo górnicze nie przystawało do realiów unijnych uchwalono Ustawę z dnia 4 lutego 1994 r. - Prawo geologiczne i górnicze [12], uchylającą dekret z dnia 6 maja 1953 r. - Prawo górnicze [10], oraz Ustawę z dnia 16 listopada 1960 roku o prawie geologicznym [11]. Ustawa z 1994 roku połączyła, dotychczas odrębne, prawo górnicze i prawo geologiczne w jedną ustawę, tworząc tym samym jednolitą gałąź prawa.

Z delegacji art. 111 tego prawa, już od 2 września 1994 roku zaczęło obowiązywać Rozporządzenie Prezesa Rady Ministrów z dnia 24 sierpnia 1994 roku w sprawie dopuszczania do stosowania w zakładach górniczych maszyn, urządzeń i materiałów oraz środków strzałowych i sprzętu strzałowego [17], regulujące po raz pierwszy tryb postępowania w tych sprawach. W załączniku nr 1 tego rozporządzenia podano wykaz maszyn, urządzeń i materiałów

Open Access (CC BY-NC 4.0)

wymagających dopuszczenia Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego do stosowania w zakładach górniczych. W wykazie tym znalazły się m.in. maszyny bezpośrednio czy też pośrednio związane z tematyką monografii:

- pojazdy oponowe i maszyny z napędem spalinowym w podziemnych wyrobiskach,
- lokomotywy przewodowe i bezprzewodowe w podziemnych wyrobiskach,
- kolejki podwieszone i spągowe, kołowroty, liny, układy zawieszeń linowych urządzeń transportowych oraz urządzenia sygnalizacji i zabezpieczeń ruchu przewozu pochyłego w podziemnych wyrobiskach poziomych i pochyłych o nachyleniu do 45°,
- wozy do transportu ludzi, wozy sanitarne, wozy do przewozu środków strzałowych oraz platformy transportowe w podziemnych wyrobiskach.

W Ustawie z dnia 4 lutego 1994 r. - Prawo geologiczne i górnicze [12] wprowadzono szereg zmian. Istotną, związaną z tematyką niniejszej monografii, była Ustawa z dnia 27 lipca 2001 r. o zmianie ustawy - Prawo geologiczne i górnicze [13] nowelizująca wspomniany art. 111. Ostateczne brzmienie znowelizowanego art. 111 określiła Ustawa z dnia 20 kwietnia 2004 roku o zmianie i uchyleniu niektórych ustaw w związku z uzyskaniem przez Rzeczpospolitą Polską członkostwa w Unii Europejskiej [14]:

1. *„W zakładach górniczych stosuje się wyroby:*
   1) *spełniające wymagania dotyczące oceny zgodności, określone w odrębnych przepisach,*
   2) *dopuszczone do stosowania w zakładach górniczych, w drodze decyzji, przez Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego, określone w przepisach wydanych na podstawie ust. 8.*
2. *Decyzję o dopuszczeniu wyrobu do stosowania w zakładach górniczych, zwaną dalej „dopuszczeniem", wydaje Prezes Wyższego Urzędu Górniczego po ustaleniu, że wyrób spełnia wymagania techniczne.*
3. *Wyrób, przed złożeniem wniosku o wydanie dopuszczenia, podlega badaniom i ocenie przez upoważnione jednostki, w oparciu o wymagania techniczne.*
4. *W przypadku, gdy wyrób został:*
   1) *zgodnie z prawem wyprodukowany lub dopuszczony do obrotu w innym państwie członkowskim Unii Europejskiej albo w Republice Turcji,*
   2) *zgodnie z prawem wyprodukowany w państwie członkowskim Europejskiego Porozumienia o Wolnym Handlu (EFTA) będącym stroną umowy o Europejskim Obszarze*

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Gospodarczym – dopuszczenie wydaje się na podstawie dokumentów dołączonych do wniosku, z wyłączeniem przepisów ust. 1 pkt 1 oraz ust. 2 i 3; odmowa wydania dopuszczenia następuje wyłącznie w przypadku stwierdzenia, że wyrób nie spełnia wymagań bezpieczeństwa w stopniu odpowiadającym temu, jaki zapewniają wymagania techniczne.

5. *Prezes Wyższego Urzędu Górniczego może przed wydaniem dopuszczenia nakazać, w drodze postanowienia, przeprowadzenie prób wyrobu w ruchu zakładu górniczego, jeżeli wymagają tego szczególne względy bezpieczeństwa i higieny pracy oraz bezpieczeństwa pożarowego w ruchu zakładu górniczego.*
6. *Dopuszczenie wydaje się na czas określony, nie dłuższy niż 5 lat.*
7. *Prezes Wyższego Urzędu Górniczego może uchylić lub zmienić dopuszczenie, jeżeli wyrób nie spełnia wymagań technicznych, mających wpływ na poziom bezpieczeństwa wyrobu.*
8. *Rada Ministrów, kierując się potrzebą zapewnienia bezpieczeństwa użytkowania wyrobów w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych oraz potrzebą uproszczenia postępowania w odniesieniu do wyrobów, o których mowa w ust. 4, określi, w drodze rozporządzenia:*
   1) *wyroby, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga wydania dopuszczenia,*
   2) *wymagania techniczne dla wyrobów,*
   3) *podmioty uprawnione do składania wniosku o wydanie dopuszczenia,*
   4) *treść wniosku o wydanie dopuszczenia oraz dokumenty, które należy dołączyć do wniosku,*
   5) *jednostki upoważnione do przeprowadzania badań i oceny wyrobów,*
   6) *znaki dopuszczenia oraz sposób oznaczania wyrobów tymi znakami,*
   7) *treść dopuszczenia.”*

Na podstawie punktu 8 ww. znowelizowanego zapisu art. 111 ustawy [12], od 1 maja 2004 roku zaczęło obowiązywać Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych [18], które w załączniku nr 1 (jako podlegające obowiązkowi uzyskania dopuszczenia Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego) wymienia m.in:

- urządzenia transportu linowego, kolejki podwieszone, kolejki spągowe oraz ich podzespoły,

Open Access (CC BY-NC 4.0)

- wozy do przewozu osób i wozy specjalne oraz pojazdy z napędem spalinowym do przewozu osób.

W p. 3.1. i 3.2. załącznika nr 2 podano wymagania dla ww. maszyn i urządzeń, a w załączniku nr 3, wśród jednostek upoważnionych do przeprowadzania badań i oceny wyrobów, wymieniono Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG w Gliwicach. Warto podkreślić, że mimo uchwalenia w 2011 roku nowego Prawa górniczego i geologicznego, przedmiotowe rozporządzenie nadal ma moc obowiązującą (stan prawny – grudzień 2020 r.).

Z delegacji art. 78 p.1 i 2 Prawa geologicznego i górniczego z 1994 roku [12] ukazało się Rozporządzenie Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 14 kwietnia 1995 roku w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych [27]. Integralną częścią rozporządzenia było 21 załączników tworzących wraz z rozporządzeniem tzw. przepisy eksploatacyjne, wydane także w formie książkowej [28, 29, 30, 31, 32]. W załączniku nr 18 pt.: „Wymagania w zakresie budowy i obsługi urządzeń i układów transportu w wyrobiskach poziomych i pochyłych”, składającego się z rozdziałów:

- postanowienia ogólne,
- kolej podziemna,
- przewóz linowy,
- transport przenośnikami taśmowymi,
- transport pojazdami oponowymi,

określono, że *„w wyrobiskach kolei podziemnej mogą być stosowane lokomotywy elektryczne przewodowe, akumulatorowe, powietrzne oraz spalinowe z silnikiem wysokoprężnym”. Także „w pojazdach napędzanych silnikami spalinowymi wolno stosować tylko silniki z zapłonem samoczynnym (wysokoprężne)”*, a *„zawartość tlenku węgla w spalinach wyrzucanych o atmosfery nie może przekraczać 700 ppm”*.

W treści rozporządzenia po raz pierwszy określono liczbę pracujących równocześnie w wyrobisku maszyn (pojazdów) z napędem spalinowym, która powinna być tak ustalona, aby zawartość szkodliwych gazów w powietrzu nie przekraczała dopuszczalnych wartości podanych w § 215.2. (tj. dwutlenku węgla maks. 1%, tlenku węgla maks. 0,0026%, tlenku azotu maks. 0,00026%, dwutlenku siarki maks. 0,000075%, siarkowodoru maks. 0,0007% przy zachowaniu zawartości tlenu min. 19%), który to przepis znalazł się w kolejnych rozporządzeniach określających tzw. przepisy eksploatacyjne. Ograniczono stosowanie lokomotyw elektrycznych przewodowych wyłącznie do pomieszczeń ze stopniem ”a” niebezpieczeństwa wybuchu pod warunkiem ich przewietrzania prądem powietrza o prędkości nie mniejszej niż 1m/s. W § 627 określono, że „*lokomotywy akumulatorowe budowy przeciwwybuchowej mogą*

Open Access (CC BY-NC 4.0)

być stosowane we wszystkich wyrobiskach pod warunkiem, że koncentracja metanu nie przekracza 2%”, a *„w wyrobiskach, w których występuje zagrożenie metanowe, wolno stosować lokomotywy spalinowe tylko budowy przeciwwybuchowej, pod warunkiem, że zawartość metanu nie przekracza 1,5%”*.

Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 1 grudnia 1997 roku [33] dokonano zmian ww. Rozporządzenia Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 14 kwietnia 1995 roku [27]. Znaczna część zmian miała charakter porządkowy i uściślający treść przepisów, m. in. w załączniku nr 18 dotyczącym wymagań w zakresie budowy i obsługi urządzeń i układów transportu w wyrobiskach poziomych i pochyłych o nachyleniu do 45° - wprowadzono nowe brzmienie rozdziału 3 dotyczącego transportu linowego. Dla poprawy czytelności rozporządzenia oraz załączników, wydano ich ujednoliconą treść [34, 35].

Ustawa z dnia 27 lipca 2001 roku o zmianie ustawy – Prawo geologiczne i górnicze [13] znowelizowała (oprócz wspomnianego art. 111) także ww. art. 78, obligując ministra właściwego do spraw gospodarki w porozumieniu z ministrami do spraw pracy i spraw wewnętrznych do określenia, w drodze rozporządzenia, nowych tzw. przepisów eksploatacyjnych, w wyniku czego od 1 stycznia 2003 roku zaczęło obowiązywać Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 roku w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych [36]. W zakresie transportu w wyrobiskach poziomych i pochyłych do 45° nie wprowadzono zasadniczych zmian w stosunku do analogicznego rozporządzenia z dnia 14 kwietnia 1995 roku. Część zapisów przeniesiono do załącznika nr 4, których liczbę ograniczono do pięciu. W rozporządzeniu oprócz lokomotyw spalinowych znalazły się sformułowania o pojazdach z napędem własnym (np. § 555.1) *„Prędkość przewozu ludzi środkami transportu linowego i z napędem własnym nie może przekraczać 2 m/s”*). Ujednolicono zasady stosowania lokomotyw akumulatorowych i spalinowych budowy przeciwwybuchowej, które *„mogą być stosowane we wszystkich wyrobiskach, pod warunkiem, że koncentracja metanu nie przekroczy 1,5%”*. Wprowadzono zapis że, *„napełnianie zbiorników lokomotywy spalinowej może być prowadzone tylko systemem bezkropelkowym”*. W załączniku nr 4 zawarto zapis, że w pojazdach i maszynach z napędem spalinowym *„zawartość tlenku węgla w spalinach wyrzucanych do atmosfery nie może przekraczać 500 ppm.”*

Wejście Polski do Unii Europejskiej, ze względu na potrzebę zapewnienia spójności regulacji prawnych dotyczących eksploatacji, konserwacji i napraw maszyn i urządzeń z przepisami określającymi zasadnicze wymagania dla wyrobów stosowanych pod ziemią, było jedną z przyczyn zmian wymienionego wyżej Rozporządzenia Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 roku w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz

Open Access (CC BY-NC 4.0)

specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych [36], wprowadzonych Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 roku [37]. Ujednolicony tekst rozporządzenia oraz załączników został wydany w formie książkowej [38, 39]. Znowelizowane rozporządzenie określiło wymóg stosowania lokomotyw akumulatorowych i spalinowych przy maksymalnej koncentracji metanu w wyrobisku nie przekraczającej 1,5% (oraz wyposażenia ich w metanomierz), a także wymóg tankowania bezkropelkowego, na wszystkie pojazdy i maszyny z napędem spalinowym.

2.3.3. Wprowadzenie systemu oceny wyrobów

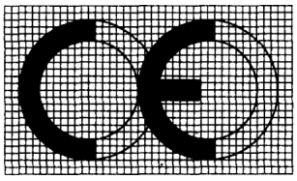
W celu likwidacji barier technicznych w handlu oraz zwiększenia konkurencyjności wyrobów i usług, z dniem 1 stycznia 1994 roku zaczęła obowiązywać Ustawa z dnia 3 kwietnia 1993 roku o badaniach i certyfikacji [49], na mocy której utworzone zostało Polskie Centrum Badań i Certyfikacji (PCBC) posiadające kompetencje w zakresie organizowania i nadzorowania systemu badań i certyfikacji oraz akredytowania laboratoriów badawczych i jednostek certyfikujących. Zgodnie z ww. ustawą wyroby krajowe i importowane mogące stwarzać zagrożenie, lub służące ratowaniu życia, zdrowia i środowiska, podlegały obowiązkowi zgłaszania do certyfikacji na znak bezpieczeństwa B i oznaczenia tym znakiem. Podstawę oceny wyrobów stanowiły Polskie Normy oraz badania przeprowadzane w akredytowanych laboratoriach. Należy podkreślić, że oznakowanie wyrobów znakiem bezpieczeństwa B w polskim prawodawstwie po raz pierwszy zostało wprowadzone Uchwałą nr 25 Rady Ministrów z dnia 6 lutego 1984 r. w sprawie oznaczania wyrobów państwowymi znakami jakości i znakiem bezpieczeństwa oraz konsekwencji ekonomicznych za nieodpowiednią jakość [48], a stosowanie tego znaku (po spełnieniu przez wyrób określonych wymogów) było obligatoryjne dla wyrobów określanych w odpowiednich dokumentach prawnych (rozporządzeniach lub zarządzeniach publikowanych sukcesywnie w Monitorze Polskim).

W ramach działań przedakcesyjnych, w dniu 1 stycznia 2001 r. weszła w życie Ustawa z dnia 28 kwietnia 2000 roku o systemie oceny zgodności, akredytacji oraz zmianie niektórych ustaw [50]. W miejsce PCBC (przekształconego w jednoosobową spółkę Skarbu Państwa), zostało utworzone Polskie Centrum Akredytacji, którego zakres objął akredytację jednostek certyfikujących i laboratoriów oraz sprawowanie nadzoru nad tymi jednostkami. Zgodnie z tą ustawą obowiązkowej ocenie zgodności podlegały wprowadzone do obrotu wyroby, mogące stwarzać zagrożenie lub służące do ochrony albo do ratowania życia, zdrowia, mienia i środowiska. Pozostałe wyroby mogły być poddawane procesowi dobrowolnej oceny zgodności. W ustawie określono, że *„ocena zgodności oznacza działania zmierzające do wykazania, że należycie zidentyfikowany wyrób lub proces jest zgodny*

Open Access (CC BY-NC 4.0)

z wymaganiami zasadniczymi albo szczegółowymi". Wymagania zasadnicze zdefiniowano jako ujęte w dyrektywach UE, tzw. nowego podejścia, natomiast wymagania szczegółowe to wymagania lub specyfikacje techniczne, którym musi odpowiadać wyrób wprowadzany do obrotu, m.in. wymagania lub specyfikacje określone w dyrektywach UE innych, niż dyrektywy nowego podejścia. Ustawa dała delegację Radzie Ministrów do określenia - w drodze rozporządzeń - wymagań zasadniczych dla wyrobów podlegających ocenie zgodności, warunków i trybu dokonywania oceny zgodności oraz sposobu znakowania tych wyrobów. Realizując powyższe, Rada Ministrów wydała szereg rozporządzeń implementujących wymagania dyrektyw do polskiego prawodawstwa. Przykładem jest Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 3 lipca 2001 r. w sprawie wymagań zasadniczych dla maszyn i elementów bezpieczeństwa podlegających ocenie zgodności, warunków i trybu dokonywania oceny zgodności oraz sposobu oznakowania tych maszyn i elementów bezpieczeństwa [57].

Mając na uwadze spełnienie wymogów akcesyjnych została uchwalona Ustawa z dnia 30 sierpnia 2002 r. o systemie oceny zgodności [51], która weszła w życie 1 stycznia 2003 r. i zastąpiła ustawy z 1993 i 2000 r. Zgodnie z tą ustawą dokonanie oceny zgodności (z wymaganiami zasadniczymi lub szczegółowymi) stało się obowiązkowe przed wprowadzeniem wyrobu do obrotu lub oddaniem do użytku, a potwierdzenia oceny zgodności mogą dokonać notyfikowane jednostki, sprawdzając zgodność wyrobu lub procesu m.in. w oparciu o wyniki badań wykonanych przez akredytowane laboratoria. Utrzymana została instytucja Polskiego Centrum Akredytacji, akredytującego jednostki certyfikujące i laboratoria. Producent wyrobu, zgodnie z przepisami wydanymi z delegacji ustawy, został zobowiązany do wystawiania deklaracji zgodności i oznakowywania wyrobu unijnym znakiem zgodności CE (rys. 2.3).



Rys. 2.3. Oznakowanie zgodności CE [55]

Rys. 2.4. Przykładowy wzór znaku B (w oryginale kolor znaku czerwony)

Właściwi ministrowie ze względu na przedmiot oceny zgodności, zostali zobowiązani do określenia w drodze rozporządzeń, wymagań zasadniczych podlegających ocenie zgodności, biorąc pod uwagę rodzaje wyrobów oraz stopień stworzonych przez nie zagrożeń, a także wymagania zawarte w dyrektywach nowego podejścia. W praktyce oznaczało to wydanie nowych aktów prawnych (rozporządzeń) implementujących wymagania dyrektyw

Open Access (CC BY-NC 4.0)

nowego podejścia do polskiego prawodawstwa z mocą obowiązującą od dnia akcesji Polski do Unii Europejskiej.

Warto zauważyć, iż pomimo akcesji z dniem 1 maja 2004 roku Polski do Unii Europejskiej i wprowadzenia unijnych zasad oceny wyrobów, nadal istnieje możliwość certyfikacji (na zasadzie dobrowolności) i oznaczania wyrobów znakiem bezpieczeństwa B. Ustalono, że wzorem znaku składającego się z symbolu dawnego znaku B uzupełnionego o numer jednostki certyfikującej (rys. 2.4) administrować będzie Polskie Stowarzyszenie na rzecz Badań Technicznych i Atestacji. Członkowie tego stowarzyszenia (m.in. KOMAG), w oparciu o podpisane umowy, są współuprawnionymi do przeprowadzania procesu dobrowolnej certyfikacji na znak B w oparciu o wymagania bezpieczeństwa określone w normach krajowych i międzynarodowych oraz w kryteriach technicznych.

2.3.4. Harmonizacja wymagań technicznych dla maszyn z napędem spalinowym do kopalń węgla kamiennego

Jedną z konsekwencji przystąpienia Polski do Unii Europejskiej była skuteczna implementacja i transpozycja prawa UE do prawodawstwa polskiego mająca na celu likwidację barier technicznych. Pojawiły się one przede wszystkim jako efekt licznych regulacji wewnętrznych wprowadzanych przez poszczególne kraje, a ich efektem były utrudnienia spowodowane faktem, że sam wyrób musiał spełniać każdorazowo inne wymagania w różnych krajach, co z kolei zmuszało producentów do wielokrotnego przystosowywania wyrobu do specyfiki konkretnego rynku, a tym samym wiązało się ze zwiększeniem kosztów oraz wydłużeniem czasu wprowadzenia wyrobu na rynek. W celu przezwyciężenia ww. barier Światowa Organizacja Handlu (WTO) ustanowiła zasady, w których zaleciła stosowanie jednolitych regulacji. Eliminacja barier dotycząca wszystkich towarów w obrocie między państwami Wspólnoty Europejskiej opierała się na dwóch podstawowych dokumentach:

- Jednolitym Akcie Europejskim,
- Białej Księdze z 1985 r., w której Komisja Europejska zakreśliła projekty około 280 dyrektyw przewidujących eliminację barier fiskalnych, technicznych oraz fizycznych w obrocie między państwami WE [5].

Głównym instrumentem prawnym harmonizacji wymagań są dyrektywy. Są one obowiązkowe - muszą być sukcesywnie przenoszone do prawa krajowego (w Polsce w drodze rozporządzeń), a wyroby muszą spełniać określone w nich wymogi. Ponadto definiują one dokładnie zakres wyrobów, które im podlegają. O ile dyrektywy starego podejścia szczegółowo określały wymogi techniczne, próbując je ujednolicić w krajach członkowskich, to w ramach „nowego podejścia" ujednolicono jedynie zasadnicze (podstawowe) wymagania techniczne (tzw. *essential requirements*). Dyrektywy starego podejścia dotyczyły m.in.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

leków, niektórych wyrobów chemicznych, pojazdów samochodowych i innych wyrobów przemysłu motoryzacyjnego, artykułów spożywczych, natomiast harmonizację narodowych przepisów na mocy dyrektyw nowego podejścia zastosowano m.in. do takich towarów, jak zabawki, materiały budowlane, maszyny elektryczne, urządzenia telekomunikacyjne, większości maszyn i innego sprzętu mechanicznego. Dyrektywy nowego podejścia określają cel do osiągnięcia oraz definiują jedynie zasadnicze wymagania, których spełnienia wymaga interes publiczny, a więc dotyczące bezpieczeństwa, ochrony środowiska, zdrowia [5].

Podsumowując, w celu wyeliminowania zagrożeń, które może stwarzać dany wyrób, może on być wprowadzony na rynek tylko, jeśli spełnia zasadnicze wymagania. W związku z tym każdy producent musi przeprowadzić analizę, mającą na celu stwierdzenie, które z zasadniczych wymagań (dyrektyw) mają zastosowanie do danego wyrobu. Producent musi także dokonać analizy ryzyka, która powinna być włączona do dokumentacji technicznej wyrobu.

Ponieważ wspomniane dyrektywy nowego podejścia zawierają jedynie podstawowe wymagania bezpieczeństwa wyrobów technicznych, szczegółowe wymagania odniesione zostały do zharmonizowanych z dyrektywami norm europejskich, które wprowadzane są w niezmienionej formie do norm krajowych przez poszczególne krajowe organizacje normalizacyjne. Pomimo ścisłego związku zharmonizowanych norm europejskich z dyrektywami, normy te zachowują nadal status dokumentu dobrowolnego stosowania [5].

Poniżej podano istotne dyrektywy Unii Europejskiej oraz krajowe rozporządzenia implementujące je do prawodawstwa polskiego, dotyczące maszyn z napędem spalinowym do eksploatacji w podziemnych wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem:

1. Dyrektywa 98/37/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 22 czerwca 1998 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do maszyn [55] (tzw. dyrektywa maszynowa MD) wdrożona do prawodawstwa polskiego Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (obow. od 1.01.2006 r.) [59] poprzedzonym Rozporządzeniem Ministra Gospodarki, Pracy i Polityki Społecznej z dnia 10 kwietnia 2003 r. (obow. od 1.05.2004 r.) pod tym samym tytułem [58].

   Należy zwrócić uwagę, że w załączniku IV do ww. dyrektywy [55] jako wymagające obowiązkowego udziału notyfikowanej jednostki certyfikującej, wymieniono m.in. maszyny do robót podziemnych następujących rodzajów: maszyny szynowe, lokomotywy i wózki hamulcowe, hydrauliczne obudowy zmechanizowane oraz silniki spalinowe do instalowania w maszynach do robót podziemnych.

   Dyrektywa maszynowa 98/37/WE [55] została zastąpiona dyrektywą 2006/42/WE [56] wprowadzoną do prawodawstwa polskiego Rozporządzeniem

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn [60], zmienionym Rozporządzeniem MG z dnia 13 czerwca 2011 r. [61]. W nowej dyrektywie między innymi z załącznika IV wycofano zapis „*silniki spalinowe do instalowania w maszynach do robót podziemnych”*, pozostawiając w zakresie obowiązkowego udziału notyfikowanej jednostki certyfikującej w procesie oceny zgodności „*maszyny do robót podziemnych następujących rodzajów: lokomotywy i wózki hamulcowe oraz hydrauliczne obudowy zmechanizowane*”.

Należy zauważyć, że ocena zgodności z dyrektywą maszynową, przeprowadzana przez jednostki notyfikowane, obejmuje jednoczesną ocenę wyrobu i procesu jego wytwarzania.

2. Dyrektywa 94/9/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 23 marca 1994 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich dotyczących urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem [62], (tzw. dyrektywa ATEX) wdrożona do prawodawstwa polskiego Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych, przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (obow. od 1.01.2006 r.) [65] poprzedzonym Rozporządzeniem Ministra Gospodarki, Pracy i Polityki Społecznej z dnia 28 lipca 2003 r. pod tym samym tytułem (obow. od 1.05.2004 r.) [64].

   Zgodnie z ww. dyrektywą wszystkie urządzenia i systemy ochronne przeznaczone do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem winny być poddane procesowi oceny zgodności zgodnie z tą dyrektywą. Nie wdając się w szczegóły tej dyrektywy, z jej zapisów wynika, że w celu oceny zgodności silników spalinowych, zachodzi konieczność przeprowadzenia badania typu WE wraz ze zgodnością z typem lub zapewnieniem jakości wyrobu.

   Dyrektywa 94/9/WE została zastąpiona dyrektywą 2014/34/UE [63] wprowadzoną do prawodawstwa polskiego Rozporządzeniem Ministra Rozwoju z dnia 6 czerwca 2016 r. w sprawie wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej [66]. Nowa dyrektywa nie wprowadziła zmian co do wymagań dotyczących silników spalinowych, przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej, natomiast zmiany odnośnie procedur oceny zgodności dotyczyły przede wszystkim zmian nazewnictwa - przykładowo określenie: „Moduł badania typu WE” zmieniono na „Moduł B; Badanie typu UE”.

   Należy zauważyć, że proces oceny zgodności jest przeprowadzany przez jednostki notyfikowane oddzielnie dla wyrobu (certyfikat badania typu UE) i oddzielnie w zakresie zapewnienia jakości produkcji (powiadomienie o zapewnieniu jakości).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

3. Dyrektywa 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 16 grudnia 1997 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach [67] (tzw. dyrektywa spalinowa) wdrożona do prawodawstwa polskiego Rozporządzeniem Ministra Gospodarki, Pracy i Polityki Społecznej z dnia 29 października 2003 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla silników spalinowych w zakresie ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i cząstek stałych przez te silniki [75], zmienionym Rozporządzeniem Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 24 listopada 2004 r. [76] i uchylonym Rozporządzeniem Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 6 września 2005 r. [77].

   Dyrektywa spalinowa była wielokrotnie zmieniana [68, 69, 70, 71, 72], co w konsekwencji spowodowało opublikowanie jej tekstu skonsolidowanego (zawierającego wprowadzone zmiany) [73]. Zmiany te wprowadzały głównie ograniczenia dopuszczalnych emisji substancji toksycznych w spalinach zwłaszcza tlenków azotu i cząstek stałych (tabela 2.3).

Dopuszczalne emisje substancji toksycznych według dyrektywy spalinowej [6, 7]

Tabela 2.3.

Moc	Data wprowadzenia	Tlenek węgla CO	Węglowodory HC	Tlenki azotu NO_x	Cząstki stałe PM
[kW]		[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]
Stage I					
37÷75	04.1999	6.5	1.3	9.2	0.85
75÷130	01.1999	5.0	1.3	9.2	0.70
130÷560	01.1999	5.0	1.3	9.2	0.54
Stage II					
19÷37	01.2001	5.5	1.5	8.0	0.8
37÷75	01.2004	5.0	1.3	7.0	0.4
75÷130	01.2003	5.0	1.0	6.0	0.3
130÷560	01.2002	3.5	1.0	6.0	0.2
Stage III A					
19÷37	01.2007	5.5	NO_x+HC – 7.5		0.6
37÷75	01.2008	5.0	NO_x+HC – 4.7		0.4
75÷130	01.2007	5.0	NO_x+HC – 4.0		0.3
130÷560	01.2006	3.5	NO_x+HC – 4.0		0.2
Stage III B					
37÷56	01.2013	5.0	NO_x+HC – 4.7		0.025
56÷75	01.2012	5.0	0.19	3.3	0.025
75÷130	01.2012	5.0	0.19	3.3	0.025
130÷560	01.2011	3.5	0.19	2.0	0.025
Stage IV					
56÷130	10.2014	3.5	0.19	0.4	0.025
130÷560	01.2014	5.0	0.19	0.4	0.025

Open Access (CC BY-NC 4.0)

W konsekwencji ukazało się nowe Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 19 sierpnia 2005 r. w sprawie szczegółowych wymagań dla silników spalinowych w zakresie ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i cząstek stałych przez te silniki [78] zmienione Rozporządzeniami Ministra Gospodarki z dnia 29 marca 2011 r. [79] i z dnia 18 października 2012 r. [80]. Tekst skonsolidowany dyrektywy został wdrożony do prawodawstwa polskiego Rozporządzeniem Ministra Gospodarki z dnia 30 kwietnia 2014 r. pod ww. tytułem [81] uchylającym jednocześnie wymienione rozporządzenia [78, 79, 80].

Najbardziej znaczącą zmianą, było przejście do wymagań Stage III B tj. zmniejszenie emisji masowej cząstek stałych (PM) o około 90% oraz około 50% zmniejszenie emisji tlenków azotu (NO_x). Wymagania Stage IV jeszcze bardziej obniżyły poziom emisji tlenków azotu (NO_x).

Od 1 stycznia 2017 r. obowiązuje (stan prawny grudzień 2020 r.) Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/1628/UE z dnia 14 września 2016 r. w sprawie wymogów dotyczących wartości granicznych emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych oraz homologacji typu w odniesieniu do silników spalinowych wewnętrznego spalania przeznaczonych do maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach, zmieniające rozporządzenia (UE) nr 1024/2012 i (UE) nr 167/2013 oraz zmieniające i uchylające dyrektywę 97/68/WE [74]. Wymogi te znacząco obniżyły poziom emisji cząstek stałych (tabela 2.4) w stosunku do wymagań Stage IV uchylonej dyrektywy spalinowej.

Aktualnie (stan prawny - grudzień 2020 r.) obowiązujące dopuszczalne emisje substancji toksycznych w spalinach maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach [6]

Tabela 2.4.

Moc	Data wprowadzenia	Tlenek węgla CO	Węglowodory HC	Tlenki azotu NO_x	Cząstki stałe PM
[kW]		[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]
Stage V					
37÷56	01.2019	5.0	NO_x+HC – 4.7		0.015
56÷130	01.2020	5.0	0.19	0.4	0.015
130÷560	01.2019	3.5	0.19	0.4	0.015

Tabelę opracowano na podstawie danych zawartych w ww. rozporządzeniu

4. Dyrektywa 2004/108/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 15 grudnia 2004 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do kompatybilności elektromagnetycznej oraz uchylająca dyrektywę 89/336/EWG [82], zastąpiona Dyrektywą Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/30/UE z dnia 26 lutego 2014 r. w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do kompatybilności elektromagnetycznej (tzw. dyrektywa EMC) [83]. Ww.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

dyrektywy zostały wdrożone do prawodawstwa polskiego wielokrotnie nowelizowaną Ustawą z dnia 13 kwietnia 2007 r. o kompatybilności elektromagnetycznej [84].

Zgodnie z obowiązującą dyrektywą każdy producent urządzeń elektrycznych i elektronicznych (np. mikroprocesorowych układów sterująco-zabezpieczających napędów spalinowych) powinien zapewnić swoich klientów, że jego wyroby nie oddziaływują negatywnie na pracę innych urządzeń oraz same są odporne na emisję pola elektromagnetycznego emitowanego z innych źródeł. Choć dyrektywa nie wymaga udziału strony trzeciej (jednostki notyfikowanej) w procesie oceny zgodności, wymagane jest przeprowadzenie niejednokrotnie skomplikowanych badań, wymagających zastosowania specjalistycznej aparatury pomiarowej oraz udziału doświadczonej kadry badawczej.

2.4. Aktualnie obowiązujące przepisy i wymagania

2.4.1. Prawo górnicze i geologiczne

Od 1 stycznia 2012 r. obowiązuje Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 r. - Prawo geologiczne i górnicze [15], która w wyniku licznych zmian doczekała się już pięciu ogłoszeń tekstu jednolitego (ostatniego w dniu 4.04.2019 r. [16]). Ustawa ta uchyliła Ustawę z dnia 4 lutego 1994 r. prawo geologiczne i górnicze [12]. Jednym z aktów wykonawczych do nowej ustawy jest, obowiązujące od 1 lipca 2017 r., Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych [40]. Bazę opracowania ww. rozporządzenia stanowiło rozporządzenie z dnia 28 czerwca 2002 roku (wraz z wprowadzonymi zmianami). Rozporządzenie to uwzględnia nową klasyfikację zagrożeń zawartą w rozporządzeniu Ministra Środowiska z dnia 29 stycznia 2013 r., natomiast nie reguluje zagadnień dotyczących robót strzałowych, które ujęto w oddzielnym rozporządzeniu (wydanym z delegacji art. 120 ust. 2 ww. ustawy z dnia 9 czerwca 2011 r.). W zakresie związanym z monografią nie nastąpiły istotne zmiany zapisów, za wyjątkiem doprecyzowania wymogów zawartości tlenku węgla w spalinach (przedstawione przy końcu rozdziału). Omawiane rozporządzenie zostało wydane w formie książkowej [41], zawierającej opisy i komentarze zmian w stosunku do rozporządzenia z dnia 28 czerwca 2002 roku (wraz z wprowadzonymi zmianami).

Wśród aktów wykonawczych nie ukazało się dotychczas (stan prawny – grudzień 2020 r.) nowe rozporządzenia Rady Ministrów w sprawie wyrobów dopuszczanych do stosowania w zakładach górniczych; stąd utrzymane zostało w mocy Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych [18], wydane z delegacji Prawa geologicznego i górniczego z 1994 r.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

2.4.2. System oceny zgodności

Od 20 kwietnia 2016 r. obowiązuje (stan prawny - grudzień 2020 r.) Ustawa z dnia 13 kwietnia 2016 roku o systemach oceny zgodności i nadzoru rynku [53]. Potrzeba wydania tej ustawy wynikła z konieczności zapewnienia spójności krajowych regulacji prawnych z systemem europejskim, określonym w tzw. nowych ramach prawnych (NRP), stanowiących uwieńczenie unijnego procesu kształtowania spójnego systemu, opartego na zasadach „nowego podejścia" do harmonizacji technicznej [8]. Ustawa z dnia 30 sierpnia 2002 roku o systemie oceny zgodności [51] nie zawierała szeregu fundamentalnych postanowień zawartych w NRP [8], dotyczących m.in. obowiązków podmiotów gospodarczych, wymagań dla jednostek notyfikowanych i organów notyfikujących, w związku z czym nie było możliwości wdrożenia pakietu, spójnych z NRP, dyrektyw sektorowych - 12 takich dyrektyw weszło w życie w 2016 roku (m.in. dyrektywa ATEX 2014/34/UE [63].) Nowa ustawa [53] wprowadziła również niezbędne modyfikacje w zakresie organizacji Polskiego Centrum Akredytacji, jak i w zakresie nadzoru rynku. Mimo stosunkowo krótkiego okresu jej obowiązywania, wskutek licznych wprowadzonych zmian, w 2019 r. ukazał się jej tekst ujednolicony [54]. Jednym z największych wyzwań w pracach nad nową ustawą było ustalenie zakresu i sposobu dalszego obowiązywania przepisów dotychczasowej Ustawy o systemie zgodności z 2002 roku [51]. Okazało się, że w prawie unijnym nadal pozostaje szereg dyrektyw niedostosowanych do NRP (m.in. dyrektywa maszynowa 2006/42/WE [56]) w związku z czym do części wyrobów podlegających ocenie zgodności niezbędne stało się utrzymanie „starych" zasad i przepisów. Dlatego zadecydowano o pozostawieniu w mocy zmodyfikowanej ustawy z 2002 roku [51], ograniczając jej podmiotowy charakter i uchylając z niej przepisy nie mające zastosowania [8], głównie dotyczące akredytacji i Polskiego Centrum Akredytacji (publikując jej tekst jednolity [52]).

2.4.3. Wymagania dla napędów spalinowych do urządzeń transportowych eksploatowanych w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla kamiennego

Poniżej podano najważniejsze aktualne (stan prawny - grudzień 2020 r.) wymagania dla napędów spalinowych do urządzeń transportowych eksploatowanych w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla kamiennego.

Zgodnie z Ustawą z dnia 13 kwietnia 2016 r. o systemach oceny zgodności i nadzoru rynku [53] *„wyroby wprowadzane do obrotu lub oddawane do użytku muszą spełniać wymagania"*. Domniemywa się, że wyrób spełnia wymagania, jeżeli jest zgodny z postanowieniami norm zharmonizowanych z określonymi dyrektywami. Podstawowe dyrektywy związane z napędami spalinowymi przeznaczonymi do stosowania w podziemnych wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem to:

Open Access (CC BY-NC 4.0)

- Dyrektywa 2006/42/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 17 maja 2006 r. w sprawie maszyn, zmieniająca dyrektywę 95/16/WE (tzw. dyrektywa maszynowa MD) [56],
- Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/34/UE z dnia 26 lutego 2014 r. w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej (tzw. dyrektywa ATEX) [63],
- Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/1628/UE z dnia 14 września 2016 r. w sprawie wymogów dotyczących wartości granicznych emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych oraz homologacji typu w odniesieniu do silników spalinowych wewnętrznego spalania przeznaczonych do maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach, zmieniające rozporządzenia (UE) nr 1024/2012 i (UE) nr 167/2013 oraz zmieniające i uchylające dyrektywę 97/68/WE (tzw. dyrektywę spalinową) [74],
- Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/30/UE z dnia 26 lutego 2014 r. w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do kompatybilności elektromagnetycznej (tzw. dyrektywa EMC) [83].

W załączniku IV dyrektywy maszynowej (MD) – wymieniono kategorie maszyn, do których ma zastosowanie jedna z procedur określonych w art. 12 ust. 3 i 4 dyrektywy. Są to m.in. maszyny do robót podziemnych następujących rodzajów:

- lokomotywy i wózki hamulcowe,
- hydrauliczne obudowy zmechanizowane.

W zakresie dołowych urządzeń transportowych tylko lokomotywy do kopalnianej kolei podziemnej oraz wózki hamulcowe do kolejek podwieszonych i spągowych zostały zatem objęte ściśle określonymi procedurami oceny zgodności opisanymi w dyrektywie maszynowej.

Podstawowymi normami (związanymi z tematyką monografii) zharmonizowanymi z dyrektywą 2006/42/WE (MD) są m.in.:

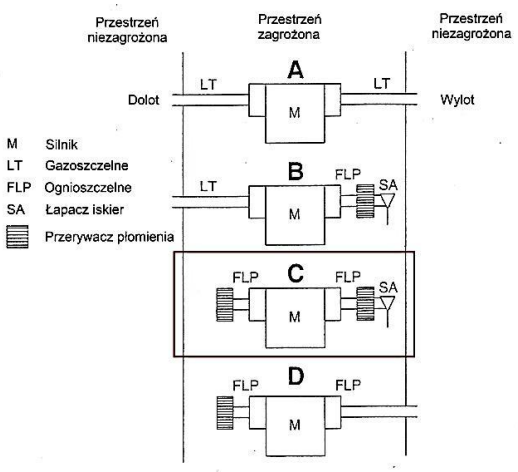
- *PN-EN 1889-1:2011 Maszyny dla górnictwa podziemnego – Podziemne maszyny samobieżne – Bezpieczeństwo – Część 1: Pojazdy oponowe,*
- *PN-EN 1889-2+A1:2010 Maszyny dla górnictwa podziemnego – Podziemne maszyny samobieżne – Bezpieczeństwo – Część 2: Lokomotywy szynowe,*
- *PN-EN 1679-1+A1:2011 Silniki spalinowe tłokowe – Bezpieczeństwo – Część 1: Silniki o zapłonie samoczynnym.*

Najważniejsze normy zharmonizowane z dyrektywą 2014/34/UE (ATEX) związane z tematyką monografii to:

Open Access (CC BY-NC 4.0)

– *PN-EN 1834-1:2002 Silniki spalinowe tłokowe – Wymagania bezpieczeństwa dotyczące projektowania i budowy silników przeznaczonych do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem – Część 1: Silniki grupy II przeznaczone do stosowania w atmosferze palnych gazów i par,*
– *PN-EN 1834-2:2002 Silniki spalinowe tłokowe – Wymagania bezpieczeństwa dotyczące projektowania i budowy silników przeznaczonych do stosowania w przestrzeniach zagrożonych wybuchem – Część 2: Silniki grupy I przeznaczone do stosowania w pracach podziemnych zagrożonych występowaniem metanu i/lub palnego pyłu.*

Norma *PN-EN 1834-1:2002* uwzględnia cztery podstawowe konfiguracje układów spalinowych do stref zagrożonych atmosferą wybuchową. Sklasyfikowano je ze względu na przestrzeń, z której powietrze jest zasysane oraz przestrzeń, do której emitowane są spaliny.



Rys. 2.5. Podstawowe konfiguracje układów spalinowych do stref zagrożonych atmosferą wybuchową [6, 7]

Zgodnie z *PN-EN 1834-2:2002* konfiguracja „C" (rys. 2.5) przedstawia schemat napędu spalinowego przeznaczonego do stref zagrożonych wybuchem metanu i/lub palnego pyłu. W tej konfiguracji zarówno powietrze do procesu spalania, jak i produkty spalania zasysane i emitowane są z i do przestrzeni potencjalnie zagrożonej wybuchem. Dolot powietrza i wylot spalin muszą być zatem zabezpieczone przerywaczami płomieni, a zawarta pomiędzy nimi część napędu musi być budowy przeciwwybuchowej, spełniającej wymagania dla grupy I określone w *PN-EN 60079-0:2013-03 (Atmosfery wybuchowe - Część 0: Urządzenia - Podstawowe wymagania).*

Konieczne jest również wyposażenie układu napędowego w system samoczynnego (automatycznego) zatrzymania (wyłączenia) silnika spalinowego,

Open Access (CC BY-NC 4.0)

po przekroczeniu nadmiernej prędkości obrotowej, a także realizujący samoczynne zatrzymanie lub samoczynne zabezpieczenie silnika, w przypadku następujących stanów zagrożenia [6, 7]:

- przekroczenie dopuszczalnej temperatury cieczy w układzie chłodzenia silnika spalinowego,
- niedostateczna wartość ciśnienia oleju smarującego,
- zbyt mała ilość cieczy w układzie chłodzenia,
- przekroczenie dopuszczalnej temperatury spalin,
- przekroczenie dopuszczalnej temperatury oleju silnikowego,
- przekroczenie dopuszczalnej temperatury oleju hydraulicznego.

Dodatkowo, w przypadku wystąpienia jednego z wymienionych zagrożeń, układ kontroli powinien sygnalizować je jako stan alarmowy. Zarówno normalnym, jak i awaryjnym sposobem samoczynnego zatrzymywania silnika powinno być odcięcie dopływu paliwa do układu zasilającego silnik. Ponadto każdy silnik powinien być wyposażony w zawór odcinający dopływ powietrza [6, 7].

Jednym z najważniejszych warunków, koniecznych do spełnienia, przy zastosowaniu silników spalinowych do górniczych napędów spalinowych, eksploatowanych w kopalniach węgla, są wymagania dotyczące dopuszczalnej temperatury zewnętrznej powierzchni elementów całego układu napędowego. Zgodnie z *PN-EN 1834-2:2002* temperatura powierzchni zewnętrznych wszystkich elementów silnika oraz temperatura spalin emitowanych do atmosfery bezpośrednio za przerywaczem płomieni nie może przekraczać wartości 150°C. Dotyczy to warunków pracy silnika pod pełnym obciążeniem [7]. Pełny zakres wymagań oraz ich weryfikacji m.in. przez badania zawarto w normie *PN-EN 1834-2:2002* i normach z nią związanych.

W normie *PN-EN 1679-1+A1:2011*, zharmonizowanej z dyrektywą maszynową, ujęto m.in. dopuszczalne emisje substancji toksycznych w spalinach silników instalowanych w maszynach przeznaczonych do pracy pod ziemią (tabela 2.5).

Dopuszczalne emisje substancji toksycznych w spalinach silników instalowanych w maszynach przeznaczonych do pracy pod ziemią według PN-EN 1679-1+A1:2011 [7]

Tabela 2.5.

Moc	Tlenek węgla CO	Węglowodory HC	Tlenki azotu NO_x	Cząstki stałe PM
[kW]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]
37÷75	6,5	1,3	9,2	0,85
75÷130	5,0	1,3	9,2	0,70
130÷560	5,0	1,3	9,2	0,54

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Dla maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach obowiązują wymagania podane w Rozporządzeniu Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/1628/UE z dnia 14 września 2016 r. w sprawie wymogów dotyczących wartości granicznych emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych oraz homologacji typu w odniesieniu do silników spalinowych wewnętrznego spalania przeznaczonych do maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach, zmieniające rozporządzenia (UE) nr 1024/2012 i (UE) nr 167/2013 oraz zmieniające i uchylające dyrektywę 97/68/WE [74]. Osiągnięcie podanych wymogów (tabela 2.4) wymaga zastosowania pozaukładowej obróbki spalin.

Istotnym w stosunku do poprzednio obowiązujących przepisów, jest określenie, w załączniku VI tego rozporządzenia wymagań dotyczących emisji spalin dla silników przeznaczonych do montażu w maszynie mobilnej nieporuszającej się po drogach, która ma być użytkowana w atmosferze potencjalnie wybuchowej (tabela 2.6).

Aktualnie (stan prawny - grudzień 2020 r.) obowiązujące dopuszczalne emisje substancji toksycznych w spalinach maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach użytkowanych w atmosferze potencjalnie wybuchowej [6]

Tabela 2.6.

Moc	Data wprowadzenia	Tlenek węgla CO	Węglowodory HC	Tlenki azotu NO_x	Cząstki stałe PM
[kW]		[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]	[g/kWh]
37÷56	01.2017	5,0	NO_x+HC – 4.7		0,4
56÷130	01.2017	5,0	NO_x+HC – 4.0		0,3
130÷560	01.2017	3,5	NO_x+HC – 4.0		0,2

Tabelę opracowano na podstawie danych zawartych w ww.rozporządzeniu

Można wnioskować, że w zakresie jakości emitowanych spalin, nowo wprowadzane do obrotu (stan prawny - grudzień 2020 r.) maszyny mobilne z napędem spalinowym przeznaczone do stosowania w podziemnych wyrobiskach niezagrożonych wybuchem, jak np. pojazdy oponowe, powinny spełniać wymagania podane w tabeli 2.4. Maszyny mobilne, np. lokomotywy dołowe do kopalnianej kolei podziemnej, kolejki powieszone i spągowe, podwieszone ciągniki manewrowe, przeznaczone do stosowania w atmosferach zagrożonych występowaniem metanu i/lub palnego pyłu, winny spełniać wymagania podane w tabeli 2.5, odpowiadające wymaganiom Stage III A (tabela 2.3) uchylonej dyrektywy spalinowej. Natomiast pozostałe maszyny przeznaczone do pracy pod ziemią, w zakresie emisji spalin, mogą spełniać wymagania podane w tabeli 2.5, odpowiadające wymaganiom Stage I (tabela 2.3) uchylonej dyrektywy spalinowej.

Warto zauważyć, że w wykazie Polskich Norm nadal znajdują się (jako aktualne) m.in. następujące normy:

– *PN-G-02150:1997 Kopalniane koleje szynowe – Podział i terminologia,*

Open Access (CC BY-NC 4.0)

- *PN-G-36000:1997 Napędy spalinowe dla podziemnych pojazdów górniczych – Wymagania,*
- *PN-G-36001:1999 Napędy spalinowe dla podziemnych pojazdów górniczych – Badania,*
- *PN-G-46865:2002 Lokomotywy kopalniane podziemne – Lokomotywy podwieszone spalinowe – Wymagania.*

Normy te opracowane w KOMAG-u, mogą być wykorzystane w procesach dobrowolnej oceny wyrobu.

Należy także zwrócić uwagę na obowiązujące od 1 lipca 2017 r. Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych [40], które w § 635 zawiera zapisy:

„1. W pojazdach i w maszynach z napędem spalinowym stosuje się silniki z zapłonem samoczynnym.

2. Zawartość tlenku węgla w spalinach wyrzucanych przez układ wylotowy silnika, w każdym jego ustalonym stanie pracy, wynosi nie więcej niż:

- *500 ppm - w kopalniach niezagrożonych wybuchem metanu;*
- *500 ppm - w kopalniach zagrożonych wybuchem metanu, w przypadku, gdy stężenie metanu w powietrzu zasysanym wynosi 0,0%;*
- *1200 ppm - w kopalniach zagrożonych wybuchem metanu, w przypadku, gdy stężenie metanu w powietrzu zasysanym wynosi 1,0%;*
- *1800 ppm - w kopalniach zagrożonych wybuchem metanu, w przypadku, gdy stężenie metanu w powietrzu zasysanym wynosi 1,5%.*

3. Liczbę pojazdów i maszyn z napędem spalinowym pracujących równocześnie w wyrobisku ustala się w sposób zapewniający nieprzekroczenie dopuszczalnych wartości stężenia szkodliwych gazów w powietrzu, o których mowa w § 142 ust. 2” (tj. dwutlenku węgla maks. 1%, tlenku węgla maks. 0,0026%, tlenku azotu maks. 0,00026%, dwutlenku siarki maks. 0,000075%, siarkowodoru maks. 0,0007% przy zachowaniu zawartości tlenu min. 19%).

Zgodnie z art. 113 „Ustawy z dnia 9 czerwca 2011 r. Prawo geologiczne i górnicze” [15] *„w ruchu zakładu górniczego stosuje się wyroby, które:*

1) spełniają wymagania dotyczące oceny zgodności, określone w odrębnych przepisach lub

2) zostały określone w przepisach wydanych na podstawie ust. 15, spełniają wymagania techniczne określone w tych przepisach, zwane dalej „wymaganiami technicznymi”, zostały dopuszczone do stosowania w zakładach górniczych oraz oznakowane w sposób określony w tych przepisach…”

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Należy mieć na uwadze, że zgodnie z ww. ustawą „oddanie do ruchu w zakładzie górniczym obiektów, maszyn, urządzeń i ścian, jak również dokonywanie ich istotnych zmian konstrukcyjnych lub istotnych zmian warunków eksploatacji, wymaga zezwolenia kierownika ruchu zakładu górniczego”.

Nie wolno przy tym zapominać, że zgodnie z nadal (stan prawny – grudzień 2020 r.) obowiązującym Rozporządzeniem Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych [18] wymienione w jego załączniku 1:

– urządzenia transportu linowego, kolejki podwieszone, kolejki spągowe oraz ich podzespoły,
– wozy do przewozu osób i wozy specjalne oraz pojazdy z napędem spalinowym do przewozu osób,

wymagają dopuszczenia Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego.

Literatura

[1] Trabuła M.: Historia Wyższego Urzędu Górniczego na tle dziejów nadzoru górniczego na ziemiach polskich. Górnictwo z zasadami. Wydawnictwo Wyższego Urzędu Górniczego, Katowice 2012.

[2] Polska Norma PN-55/G-46801 Elektrowozy przewodowe kopalniane – Wymiary obrysu i zasadnicze parametry.

[3] Schweitzer T.: Historia polskiego prawa normalizacyjnego. Normalizacja 2004 nr 10.

[4] Zając R.: Działalność normalizacyjna w CMG KOMAG na przestrzeni sześćdziesięciu lat. Maszyny Górnicze 2005 nr 3.

[5] Meder A., Zając R., Pieczora E.: Harmonizacja wymagań technicznych dla maszyn i urządzeń górniczych w Unii Europejskiej. Materiały na konferencję: Sympozjum pt.: "Kombajny chodnikowe", Katowice, 2006.

[6] Pieczora E., Dobrzaniecki P.: About requirements for diesel drives used in hard coalmine underground workings. Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering 2018 no 2.

[7] Brzeżański M., Pieczora E., Kaczmarczyk K.: Solutions of disel drives for use in underground workings of hard coal mine. Silniki Spalinowe 2010 nr 3.

[8] Łabanowski W.: Nowe przepisy dotyczące oceny zgodności i nadzoru rynku - cz. I. Utrzymanie ruchu 2017 nr 3.

Akty prawne (dla zwiększenia czytelności akty prawne pogrupowano według zagadnień; czcionką pochyłą oznaczono akty uchylone lub uznane za uchylone według stanu prawnego na lipiec 2020 r.)

Open Access (CC BY-NC 4.0)

[9] *Rozporządzenie Prezydenta Rzeczypospolitej z dnia 29 listopada 1930 r. - Prawo górnicze (Dz.U. 1930 nr 85 poz. 654).*

[10] *Dekret z dnia 6 maja 1953 r. Prawo Górnicze (Dz.U. 1953 nr 29 poz. 113).*

[11] *Ustawa z dnia 16 listopada 1960 roku o prawie geologicznym (Dz.U. z 1960 r. nr 52, poz. 303).*

[12] *Ustawa z dnia 4 lutego 1994 r. prawo geologiczne i górnicze (Dz.U. 1994 nr 27 poz. 96).*

[13] *Ustawa z dnia 27 lipca 2001 r. o zmianie ustawy - Prawo geologiczne i górnicze (Dz.U. 2001 nr 110 poz. 1190).*

[14] Ustawa z dnia 20 kwietnia 2004 r. o zmianie i uchyleniu niektórych ustaw w związku z uzyskaniem przez Rzeczpospolitą Polską członkostwa w Unii Europejskiej (Dz.U. 2004 nr 96 poz. 959).

[15] Ustawa z dnia 9 czerwca 2011 r. - Prawo geologiczne i górnicze (Dz. U. Nr 163, poz. 981).

[16] Obwieszczenie Marszałka Sejmu Rzeczypospolitej Polskiej z dnia 4 kwietnia 2019 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu ustawy – Prawo geologiczne i górnicze (Dz. U. z 2019 poz. 868).

[17] *Rozporządzenie Prezesa Rady Ministrów z dnia 24 sierpnia 1994 r. w sprawie dopuszczania do stosowania w zakładach górniczych maszyn, urządzeń i materiałów oraz środków strzałowych i sprzętu strzałowego (Dz.U. 1994 nr 92 poz. 434).*

[18] Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz. U. Nr 99, poz. 1003).

[19] *Przepisy technicznej eksploatacji kopalń węgla kamiennego wydane na mocy uchwały Prezydium Rządu z dnia 24 marca 1951 r. (wydanie 1) – Państwowe Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1951.*

[20] *Przepisy technicznej eksploatacji kopalń węgla kamiennego wydane na mocy uchwały Prezydium Rządu z dnia 24 marca 1951 r. (wydanie 2) – Państwowe Wydawnictwo Techniczne, Katowice 1956.*

[21] *Zbiór górniczych przepisów bezpieczeństwa i higieny pracy/ Ministerstwo Górnictwa. Dział 12, Transport kopalniany. Rozdział: Transport poziomy i pochyły. Wyd. 1. Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Stalinogród 1955.*

[22] *Rozporządzenie Prezesa Rady Ministrów z dnia 1 sierpnia 1969 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy oraz bezpieczeństwa pożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. 1969 nr 24 poz. 176).*

Open Access (CC BY-NC 4.0)

[23] *Szczegółowe przepisy w sprawie prowadzenia ruchu i gospodarki złożem w podziemnych zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny i brunatny wprowadzone Zarządzeniem nr 38 Ministra Górnictwa i Energetyki z dnia 10 października 1973 r.*

[24] *Przepisy budowy i eksploatacji kopalnianej kolei podziemnej. Załącznik nr 1 do zarządzenia nr 13 Ministra Górnictwa i Energetyki z dnia 15 marca 1975 r.*

[25] *Wytyczne budowy i eksploatacji lokomotyw spalinowych kopalnianych kolei podziemnych. Ministerstwo Górnictwa i Energetyki. Katowice 1975.*

[26] *Wytyczne stosowania kolejek podwieszonych. Ministerstwo Górnictwa. Katowice 1978.*

[27] *Rozporządzenie Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 14 kwietnia 1995 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. 1995 nr 67 poz. 342).*

[28] *Przepisy wykonawcze do prawa geologicznego i górniczego. Rozporządzenie Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 14 kwietnia 1995 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. Wydawnictwo Głównego Instytutu Górnictwa, Katowice 1995.*

[29] *Przepisy wykonawcze do prawa geologicznego i górniczego. Załącznik nr 1 do Rozporządzenia Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 14 kwietnia 1995 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. Wydawnictwo Głównego Instytutu Górnictwa, Katowice 1995.*

[30] *Przepisy wykonawcze do prawa geologicznego i górniczego. Załączniki nr 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 15 do Rozporządzenia Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 14 kwietnia 1995 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. Wydawnictwo Głównego Instytutu Górnictwa, Katowice 1995.*

[31] *Przepisy wykonawcze do prawa geologicznego i górniczego. Załącznik nr 17 do Rozporządzenia Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 14 kwietnia 1995 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych.*

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Wydawnictwo Głównego Instytutu Górnictwa, Katowice 1995.

[32] *Przepisy wykonawcze do prawa geologicznego i górniczego. Załączniki nr 13, 16, 18, 19, 20, 21 do Rozporządzenia Ministra Przemysłu i Handlu z dnia 14 kwietnia 1995 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. Wydawnictwo Głównego Instytutu Górnictwa, Katowice 1995.*

[33] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 1 grudnia 1997 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. 1998 nr 3 poz. 6).*

[34] *Przepisy bezpieczeństwa i higieny pracy oraz prowadzenia ruchu i specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. Wyd. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Górnictwa, Katowice 1998.*

[35] *Przepisy bezpieczeństwa i higieny pracy oraz prowadzenia ruchu i specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. Załączniki 1 – 21. Wyd. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Górnictwa, Katowice 1998.*

[36] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 roku w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. 2002 nr 139 poz. 1169).*

[37] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 9 czerwca 2006 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych (Dz.U. 2006 nr 124 poz. 863).*

[38] *Przepisy bezpieczeństwa i higieny pracy dla podziemnych zakładów górniczych. Rozporządzenie Ministra Gospodarki w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych zakładach górniczych. Wyd. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Górnictwa, Katowice 2006.*

[39] *Przepisy bezpieczeństwa i higieny pracy dla podziemnych zakładów górniczych. Rozporządzenie Ministra Gospodarki w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w podziemnych*

Open Access (CC BY-NC 4.0)

zakładach górniczych. Załączniki od 1 - 5. Wyd. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Górnictwa, Katowice 2006 .

[40] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (Dz.U. 2017 poz. 1118).

[41] Rozporządzenie Ministra Energii w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych. Wyd. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Górnictwa, Katowice 2017.

[42] *Ustawa o utworzeniu Polskiego Komitetu Normalizacyjnego oraz o polskich normach i standardach (Dz.U. 1949 nr 63 poz. 493).*

[43] *Dekret z dnia 4 marca 1953 r. o normach i o Polskim Komitecie Normalizacyjnym (Dz.U. 1953 nr 15 poz. 61).*

[44] *Ustawa z dnia 27 listopada 1961 r. o normalizacji (Dz.U. 1961 nr 53 poz. 298).*

[45] *Uchwała nr 18 Rady Ministrów z dnia 22 stycznia 1971 r. w sprawie dalszego rozwoju i zwiększenia efektywności działalności normalizacyjnej (M.P. 1971 nr 9 poz. 59).*

[46] *Ustawa z dnia 3 kwietnia 1993 roku o normalizacji (Dz.U. 1993 nr 55 poz. 251).*

[47] Ustawa z dnia 12 września 2002 r. o normalizacji (Dz.U. 2002 nr 169 poz. 1386 późn. zm.).

[48] *Uchwała nr 25 Rady Ministrów z dnia 6 lutego 1984 r. w sprawie oznaczania wyrobów państwowymi znakami jakości i znakiem bezpieczeństwa oraz konsekwencji ekonomicznych za nieodpowiednią jakość (M.P. 1984 nr 6 poz. 45).*

[49] *Ustawa z dnia 3 kwietnia 1993 roku o badaniach i certyfikacji (Dz.U. 1993 nr 55 poz. 250).*

[50] *Ustawa z dnia 28 kwietnia 2000 roku o systemie oceny zgodności, akredytacji oraz zmianie niektórych ustaw (Dz.U. 2000 nr 43 poz. 489 z późn. zm.).*

[51] Ustawa z dnia 30 sierpnia 2002 r. o systemie oceny zgodności (Dz.U. 2002 nr 166 poz. 1360 z późn. zm.)

[52] Obwieszczenie Marszałka Sejmu Rzeczypospolitej Polskiej z dnia 9 czerwca 2017 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu ustawy o systemie oceny zgodności (Dz.U. 2017 poz. 1226).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

[53] Ustawa z dnia 13 kwietnia 2016 r. o systemach oceny zgodności i nadzoru rynku (Dz.U. 2016 poz. 542).

[54] Obwieszczenie Marszałka Sejmu Rzeczypospolitej Polskiej z dnia 22 lutego 2019 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu ustawy o systemach oceny zgodności i nadzoru rynku (Dz.U. 2019 poz. 544).

[55] *Dyrektywa 98/37/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 22 czerwca 1998 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do maszyn – tekst skonsolidowany (https://eur-lex.europa.eu/legal-TXT/PDF/?uri=CELEX:01998L0037-19981207&from=PL)*

[56] Dyrektywa 2006/42/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 17 maja 2006 r. w sprawie maszyn, zmieniająca dyrektywę 98/37/WE (https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/TXT/PDF/?uri=CELEX:32006L0042&from=PL)

[57] *Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 3 lipca 2001 r. w sprawie wymagań zasadniczych dla maszyn i elementów bezpieczeństwa podlegających ocenie zgodności, warunków i trybu dokonywania oceny zgodności oraz sposobu oznakowania tych maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. 2001 nr 127 poz. 1391).*

[58] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki, Pracy i Polityki Społecznej z dnia 10 kwietnia 2003 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. 2003 nr 91 poz. 858).*

[59] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki, Pracy i Polityki Społecznej z dnia 20 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn i elementów bezpieczeństwa (Dz.U. 2005 nr 259 poz. 2170).*

[60] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 21 października 2008 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn (Dz.U. 2008 nr 199 poz. 1228).

[61] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 13 czerwca 2011 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie zasadniczych wymagań dla maszyn (Dz.U. 2011 nr 124 poz. 701).

[62] *Dyrektywa 94/9/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 23 marca 1994 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich dotyczących urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem – tekst skonsolidowany (https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/TXT/ PDF/?uri=CELEX:01994L0009-20130101&from=PL)*

[63] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/34/UE z dnia 26 lutego 2014 r. w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw

Open Access (CC BY-NC 4.0)

członkowskich odnoszących się do urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej (https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014L0034&from=pl).

[64] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki, Pracy i Polityki Społecznej z dnia 28 lipca 2003 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dz. U. Nr 143, poz. 1393).*

[65] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 22 grudnia 2005 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych, przeznaczonych do użytku w przestrzeniach zagrożonych wybuchem (Dz.U. 2005 nr 263 poz. 2203).*

[66] Rozporządzenie Ministra Rozwoju z dnia 6 czerwca 2016 r. w sprawie wymagań dla urządzeń i systemów ochronnych przeznaczonych do użytku w atmosferze potencjalnie wybuchowej (Dz.U. 2016 poz. 817).

[67] *Dyrektywa 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 16 grudnia 1997 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach – tekst pierwotny (https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/TXT/PDF/?uri=CELEX:31997L0068&from=PL)*

[68] *Dyrektywa Komisji 2001/63/WE z dnia 17 sierpnia 2001 r. dostosowująca do postępu technicznego dyrektywę 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach (https://eur-lex.europa.eu/legalcontent/ PL/TXT/PDF /?uri =CELEX:32001L0063&from=PL).*

[69] *Dyrektywa 2002/88/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 9 grudnia 2002 r. zmieniająca dyrektywę 97/68/WE w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach (https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/TXT/PDF/?uri=CELEX:32002L0088&from=PL).*

[70] *Dyrektywa Komisji 2010/26/UE z dnia 31 marca 2010 r. zmieniająca dyrektywę 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie zbliżenia ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do*

Open Access (CC BY-NC 4.0)

środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach (https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/ TXT/PDF/?uri=CELEX:32010L0026&from=PL).

[71] *Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2011/88/UE z dnia 16 listopada 2011 r. zmieniająca dyrektywę 97/68/WE w odniesieniu do przepisów dotyczących silników wprowadzanych do obrotu według "formuły elastycznej" (https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/TXT /PDF/?uri= CELEX:32011L0088&from=PL).*

[72] *Dyrektywa Komisji 2012/46/UE z dnia 6 grudnia 2012 r. zmieniająca dyrektywę 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady w sprawie zbliżenia ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach (https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/TXT/PDF/?uri= CELEX:32012L0046&from =PL).*

[73] *Dyrektywa 97/68/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 16 grudnia 1997 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do środków dotyczących ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych z silników spalinowych montowanych w maszynach samojezdnych nieporuszających się po drogach – tekst skonsolidowany (https://eur-lex.europa.eu/ LexUriServ/ LexUriServ.do?uri=CONSLEG:1997L0068:20111213:PL:PDF).*

[74] Rozporządzenie Parlamentu Europejskiego i Rady (UE) 2016/1628/UE z dnia 14 września 2016 r. w sprawie wymogów dotyczących wartości granicznych emisji zanieczyszczeń gazowych i pyłowych oraz homologacji typu w odniesieniu do silników spalinowych wewnętrznego spalania przeznaczonych do maszyn mobilnych nieporuszających się po drogach, zmieniające rozporządzenia (UE) nr 1024/2012 i (UE) nr 167/2013 oraz zmieniające i uchylające dyrektywę 97/68/WE (https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PL/TXT/PDF/?uri=CELEX:32016R1628&from=PL)

[75] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki, Pracy i Polityki Społecznej z dnia 29 października 2003 r. w sprawie zasadniczych wymagań dla silników spalinowych w zakresie ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i cząstek stałych przez te silniki (Dz.U. 2003 nr 220 poz. 2180).*

[76] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 24 listopada 2004 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie zasadniczych wymagań dla silników spalinowych w zakresie ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych*

Open Access (CC BY-NC 4.0)

i cząsteczek stałych przez te silniki (Dz.U. 2004 nr 262 poz. 2606).

[77] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 6 września 2005 r. uchylające rozporządzenie w sprawie zasadniczych wymagań dla silników spalinowych w zakresie ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i cząstek stałych przez te silniki (Dz.U. 2005 nr 202 poz. 1682).*

[78] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 19 sierpnia 2005 r. w sprawie szczegółowych wymagań dla silników spalinowych w zakresie ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i cząstek stałych przez te silniki (Dz.U. 2005 nr 202 poz. 1681).*

[79] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 29 marca 2011 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie szczegółowych wymagań dla silników spalinowych w zakresie ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i cząstek stałych przez te silniki (Dz.U. 2011 nr 69 poz. 366).*

[80] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 18 października 2012 r. zmieniające rozporządzenie w sprawie szczegółowych wymagań dla silników spalinowych w zakresie ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i cząstek stałych przez te silniki (Dz.U. 2012 poz. 1226).*

[81] Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 30 kwietnia 2014 r. w sprawie szczegółowych wymagań dla silników spalinowych w zakresie ograniczenia emisji zanieczyszczeń gazowych i cząstek stałych przez te silniki (Dz.U. 2014 poz. 588).

[82] *Dyrektywa 2004/108/We Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 15 grudnia 2004 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do kompatybilności elektromagnetycznej oraz uchylająca dyrektywę 89/336/EWG https://eurlex.europa.eu/legal-content/PL/TXT/PDF/?uri=CELEX:32004L0108&from=PL*

[83] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2014/30/UEz dnia 26 lutego 2014 r. w sprawie harmonizacji ustawodawstw państw członkowskich odnoszących się do kompatybilności elektromagnetycznej https://eurlex.europa.eu/legalcontent/PL/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014L0030&from=PL

[84] Ustawa z dnia 13 kwietnia 2007 r. o kompatybilności elektromagnetycznej - Obwieszczenie Marszałka Sejmu Rzeczypospolitej Polskiej z dnia 22 listopada 2019 r. w sprawie ogłoszenia jednolitego tekstu ustawy o kompatybilności elektromagnetycznej (Dz.U. 2019 poz. 2388).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

3. Lokomotywy do kopalnianej kolei podziemnej

Edward Pieczora, Hubert Suffner

Pierwsi górnicy transportowali węgiel z płytkich szybów za pomocą kubła i konopnej liny. Gdy rozmiary kopalń wzrosły, wymuszając wprowadzenie wyrobisk poziomych, wydłużyły się drogi transportu - ręczna odstawa urobku (rys. 3.1) okazała się uciążliwa, a przy tym mało produktywna. Dla zwiększenia wydajności transportu w podziemiach kopalń, zaprzęgnięto do pracy konie. Zwiększenie wymiarów poprzecznych wyrobisk korytarzowych pozwoliło na wprowadzenie specjalnych skrzyń, ciągniętych po spągu na płozach, a później wozów na kołach. W XVII wieku w kopalniach angielskich i niemieckich pojawiły się pierwsze tory kopalniane wykonywane z drewna (rys. 3.2), obijane później dla wzmocnienia blachą. W XVIII wieku pojawiły się w kopalniach szyny stalowe [1, 2, 3, 4, 5].

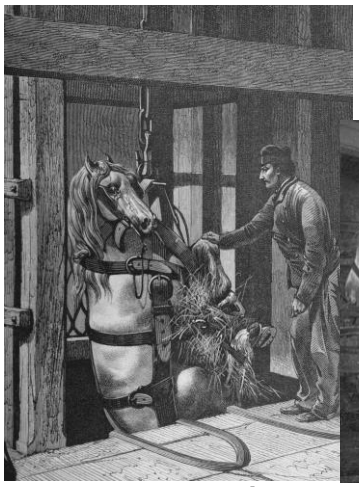
Rys. 3.1. Transport urobku w średniowiecznej kopalni [6]

Rys. 3.2. Wóz transportowy na torach drewnianych [7]

Na początku XIX wieku rozpoczęto stosowanie transportu urobku po torach w kopalniach śląskich. Siłę do pchania wozów dostarczali początkowo młodzi pracownicy, zwani potocznie ślepramі, którzy wdrażali się do przyszłej pracy w przodku. W 1803 roku na Górnym Śląsku, po raz pierwszy w transporcie podziemnym użyto koni, sprowadzając je do wyrobisk górniczych kopalni Königin Luise w Zabrzu (rys. 3.3 i 3.4). W 1929 roku w kopalniach Górnego Śląska pracowało pod ziemią 741 koni. Ich praca w podziemnych wyrobiskach przyczyniła się do wzrostu wydobycia, zwłaszcza po wprowadzeniu filarowego sposobu eksploatacji. Konie, oprócz przewozu urobku, wykorzystywano przy innych robotach górniczych, jak np.: likwidacji obudowy w wybranym filarze, transporcie materiałów i części maszyn. Zastosowanie koni pozwoliło na długie lata zaspokoić wymagania przewozowe kopalń, a rozwiązanie takie wykorzystywane było jeszcze w połowie XX wieku. Ostatni, pracujący

Open Access (CC BY-NC 4.0)

w górnictwie węglowym w Polsce pod ziemią koń zatrudniony był w KWK Wieczorek, gdzie zakończył pracę w 1960 roku [1, 2, 3, 4, 5]. W miarę rozwoju techniki napęd konny został wyparty przez napędy: pneumatyczny, elektryczny i spalinowy.



Rys. 3.3. Opuszczanie konia szybem [2]

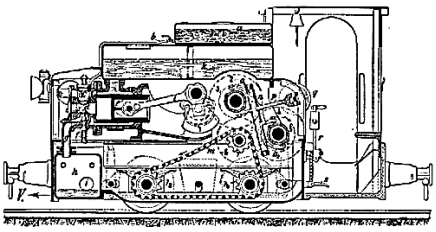
Rys. 3.4. Transport konny [2]

W 1872 roku podczas drążenia tunelu pod przełęczą Św. Gottharda w Szwajcarii po raz pierwszy zastosowano lokomotywy z napędem pneumatycznym. W 1905 r. firma BERLINER MASCHINENBAU VG VORMALS L. SCHWARTZKOFF (BMAG) rozpoczęła seryjną produkcję tego typu lokomotyw dla kopalń zagrożonych wybuchem metanu. Produkowano je w wersjach: z dwoma, trzema lub czterema zbiornikami sprężonego powietrza, dla torowisk o szerokości od 530 do 670 mm. Do 1945 r. firma wyprodukowała 472 lokomotywy, z których kilka zakupił koncern Goduli dla kopalni Morgenroth w Chebziu (Ruda Śl.) [8, 9, 10]. W 1937 r. produkcję lokomotyw z napędem pneumatycznym dla kopalń metanowych rozpoczęła niemiecka firma ARNOLD JUNG LOKOMOTIVFABRIK. Stosowany w początkowych rozwiązaniach wiązarowy napęd zestawów kołowych, zastąpiono łańcuchowym przeniesieniem momentu obrotowego. Tłokowy silnik pneumatyczny napędzał korbowodami tylny zestaw kołowy, a napęd na przedni zestaw kołowy przenosił łańcuch Galla z kołami łańcuchowymi, zabudowanymi na osiach zestawów kołowych [8, 9, 10].

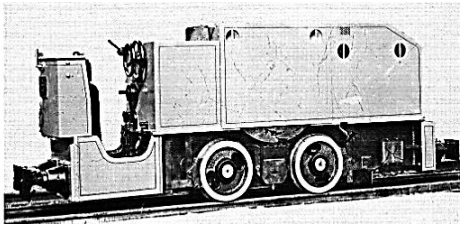
W pierwszej połowie XIX wieku w Anglii podjęto pierwsze próby zastosowania w transporcie dołowym lokomotyw z silnikami cieplnymi [1, 11, 12, 13]. Lokomotywy te, posiadające zwykłe palenisko węglowe, nie dawały jednak zadawalających rezultatów – duże ilości wydzielanej pary i dymu utrudniały wentylację wyrobisk, zaś osadzanie się tłustej sadzy na szynach powodowało poślizg kół. Rozwijający się przemysł pojazdów samochodowych z silnikami benzynowymi umożliwił zastosowanie tych silników

Open Access (CC BY-NC 4.0)

w lokomotywach kopalnianych. Zasadniczą wadą tego rozwiązania było wydzielanie toksycznych spalin do atmosfery kopalnianej oraz zagrożenie wybuchem benzyny, co zdecydowało o zaprzestaniu prac nad tego typu rozwiązaniem w górnictwie. Lokomotywy benzolowe (rys. 3.5) od początku XX wieku były wdrażane w kopalniach węgla kamiennego m.in. przez kopalnie wałbrzyskie [14], jaworznickie (np. kopalnia Kościuszko) [15], kopalnię Dębieńsko [16], kopalnię Janina [17]. Na rysunku 3.6. przedstawiono przykładowe rozwiązanie polskiej lokomotywy kopalnianej z napędem benzolowym, typu 2DK zbudowanej w 1932 roku dla KWK Brzeszcze [19].



Rys. 3.5. Lokomotywa benzolowa firmy RUHRTHALER z łańcuchowym przeniesieniem napędu [18]

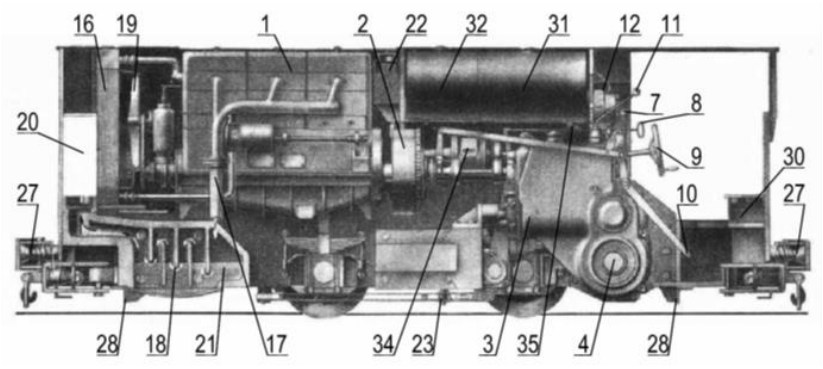


Rys. 3.6. Lokomotywa spalinowa typu 2DK zasilana benzolem [19]

O ich niskim poziomie bezpieczeństwa może świadczyć zaistniały w dniu 10 stycznia 1923 roku, w zabrzańskiej kopalni Abwehr (późniejsza kopalnia Mikulczyce) wybuch zbiornika benzolu w jednej z lokomotyw, który pochłonął 45 ofiar [20].

Przełomem w rozwoju górniczych napędów spalinowych było skonstruowanie w 1897 roku wysokoprężnego silnika z zapłonem samoczynnym (silnika Diesla), który charakteryzuje się całkowitym spalaniem. Opracowanie układu wylotu spalin z tzw. płuczką wodną umożliwiło uruchomienie w Wielkiej Brytanii produkcji pierwszych lokomotyw dołowych z wyżej wymienionym silnikiem o mocy do 30 KM (22 kW) [1, 11, 12, 13]. W kolejnych latach nastąpił dynamiczny rozwój tego typu lokomotyw przede wszystkim w Wielkiej Brytanii (firmy HUNSLET i PLYMOUTH), w Niemczech (firmy BEDIA, DIEMA, RUHRTHALER) i byłej Czechosłowacji (ZTS MARTENS). Przykładowe rozwiązanie lokomotywy z silnikiem wysokoprężnym (z okresu międzywojennego) przedstawiono na rysunku 3.7. Pierwszą (i jedyną w okresie międzywojennym) tego typu lokomotywę w polskim górnictwie węgla kamiennego zastosowano w 1934 roku w kopalni Dębieńsko [16].

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 3.7. Lokomotywa spalinowa z silnikiem wysokoprężnym firmy KLÖCKNER-HUMBOLDT-DEUTZ [18]

1 - silnik, 2 - koło zamachowe z wbudowanym sprzęgłem ciernym, 3 - przekładnia, 4 - wał pośredni z korbą napędową, 7 - dźwignia wyboru kierunku jazdy, 8 - dźwignia rozruchu pneumatycznego, 9 - koło hamulca ręcznego, 10 - odłącznik sprzęgła, 11 - dźwignia przełączania biegów, 12 - zbiornik powietrza sprężonego, 16 - chłodnica, 17 - przewód wylotowy spalin, 18 - tłumik, 19 - wentylator, 20 - rozrzedzacz spalin (powietrzem z wentylatora), 21 - płuczka wodna spalin, 22 - piasecznica, 23 - rura wylotowa piasku, 27 - urządzenie zderzakowo-pociągowe,28 - zgarniacz, 30 - fotel operatora, 31 - zbiornik paliwa, 32 - zbiornik wody chłodzącej spaliny, 34 - rozrusznik pneumatyczny, 35 - zawór odcinający spaliny

W 1882 roku po raz pierwszy w przewozie dołowym w kopalni węgla Zanckerode koło Drezna zastosowano lokomotywę zasilaną z trakcji elektrycznej. Na Śląsku pierwszą tego typu maszynę zastosowano w 1883 roku w kopalni Hohenzollern (Szombierki). Do ich napędu zastosowano silnik elektryczny prądu stałego mocy około 7,5 kW. W 1913 roku w śląskich kopalniach eksploatowanych było 37 lokomotyw przewodowych, a w okresie I wojny światowej liczba ta wzrosła do 200. Moc silników elektrycznych wynoszącą początkowo 22 kW, zwiększono do 32 kW. W 1938 roku lokomotywy z napędem elektrycznym stanowiły 78% wszystkich eksploatowanych lokomotyw w śląskich kopalniach. Były to lokomotywy firm niemieckich i angielskich, takich jak: AEG, KLEMM DRESSLER, METRO-VIKERS, SSW, GEENBAT, WESTINGHOUSE. W pierwszej połowie XX wieku do zasilania silników lokomotyw i urządzeń trakcyjnych stosowano w polskich kopalniach wiele różnych wartości napięć - przykładowo w kopalni Szombierki 350 V, w kopalni Wirek 450 V, a w kopalni Paryż 600 V. Najwięcej eksploatowanych lokomotyw zasilano napięciem stałym o wartości 220 V [11, 13]. Oprócz lokomotyw zasilanych z trakcji elektrycznej, w kopalniach zaczęły rozpowszechniać się lokomotywy akumulatorowe, przede wszystkim w wyrobiskach zagrożonych wybuchem metanu i pyłu węglowego. Pierwsze tego typu maszyny pojawiły się w śląskich kopalniach z początkiem XX wieku. Stosowano lokomotywy typu EL-9, CLAYTON oraz BLEICHERT. W okresie międzywojennym produkowano dwie ich wielkości – większe, o mocy silników około 15 kW, do obsługi

Open Access (CC BY-NC 4.0)

przewozu oddziałowego i małe, o mocy silników około 6 kW, zwane popularnie Karlikami, do odciągania wozów z przodków [12].

W 1945 roku, po pokonaniu pierwszych trudności z uruchomieniem i utrzymaniem ciągłości ruchu przejętych przez władze kopalń, nader pilną była konieczność uporządkowania środków transportu. Trudności wynikały z bardzo zróżnicowanego sprzętu, który w dodatku był przestarzały i zużyty. Z przeprowadzonego spisu inwentarzowego wynikało, że w przewozie dołowym funkcjonowało 28 różnych szerokości torów (od 400 do 1050 mm) oraz około 40 typów elektrycznych lokomotyw przewodowych, a poza tym lokomotywy spalinowe głównie z silnikiem benzolowym, różnej wielkości lokomotywy akumulatorowe oraz lokomotywy napędzane sprężonym powietrzem. Kolejnym przykładem były funkcjonujące w kopalniach wozy o 21 kształtach, 38 długościach, 33 szerokościach i 24 wysokościach w dodatku różniące się konstrukcją zestawów kołowych zderzaków i sprzęgów. O sporych zaległościach świadczy również fakt, że w 1949 roku jeszcze na trasach o łącznej długości 25 km stosowano wyłącznie przewóz ręczny [21]. W tabeli 3.1 podano dane o liczbie i mocy stosowanych lokomotyw w polskich kopalniach w latach 1947-1965.

Liczba i moc lokomotyw dołowych stosowanych w latach 1947-1965 [21]

Tabela 3.1.

Rok	1947	1949	1950	1955	1960	1965
Liczba lokomotyw	1228	1312	1356	1784	2348	2672
Łączna moc [MW]	36,5	40,2	42,4	60,8	84,1	103,9
W tym liczba lokomotyw elektrycznych:	999	1086	1132	1471	1831	2107
Łączna moc [MW]	31,9	35,9	38,3	61	76.4	95

Wymieniona duża różnorodność stosowanych lokomotyw spowodowała konieczność typizacji konstrukcji własnych, przygotowania dokumentacji i uruchomienia krajowej produkcji. W 1952 roku zakończono prace nad uporządkowaniem kwestii szerokości torów, uznając jako typowe wartości 600, 750 i 900 mm. Ujednolicono także system zasilania, przyjmując dla trakcji dołowej napięcie o wartości 250 V [21]. W tym czasie Chorzowska Wytwórnia Konstrukcji Stalowych (ChWKS) KONSTAL uruchomiła produkcję pierwszej serii elektrycznych lokomotyw przewodowych typu Ld. Instalowano w nich silniki szeregowe prądu stałego o mocach 17 kW, 23 kW oraz 41,5 kW [21]. W kolejnych latach rozwiązania ciągle doskonalono powiększając ich typoszereg. Największą popularność zyskały lokomotywy typu Ld-21 (rys. 3.8.) i Ld-31 (rys. 3.9.).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 3.8. Lokomotywa Ld-21 [22]

Rys. 3.9. Lokomotywa Ld-31 [22]

Oprócz lokomotyw z napędem elektrycznym, zasilanych z sieci trakcyjnej, opracowano i wdrożono lokomotywy zasilane z baterii akumulatorowych. Powszechnie stosowaną w kopalniach była, jednostanowiskowa lokomotywa typ Ldag 05 (rys. 3.10), napędzana dwoma silnikami prądu stałego o mocy 11 kW każdy. Drugą powszechnie stosowaną lokomotywą, zasilaną z baterii akumulatorowej, produkcji ChWKS KONSTAL, była lokomotywa typu Lea BM-12 (rys. 3.11), napędzana jednym silnikiem prądu stałego o mocy 38 kW.

Rys. 3.10. Lokomotywa Ldag-05 [22]

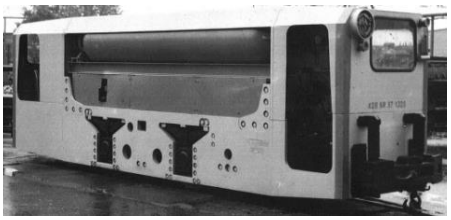
Rys. 3.11. Lokomotywa Lea BM -12 [22]

Obydwie lokomotywy zostały opracowane jako konstrukcje przeciwwybuchowe, umożliwiające ich bezpieczną eksploatację w wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem. Zastosowano kwasowe baterie akumulatorów umieszczone w tzw. obudowie wzmocnionej [22]. Stosowanie tego typu lokomotyw wymagało przygotowania przez użytkowników infrastruktury, w postaci odpowiednio przewietrzanych komór ładowania baterii, wyposażonych w specjalne urządzenia (stoły do ładowania baterii). W 1990 roku ChWKS KONSTAL, po zmianach własnościowych, wycofała się z produkcji górniczych lokomotyw tak przewodowych, jak i akumulatorowych. Wiele z nich jest nadal eksploatowanych w kopalniach mimo, że wiek niektórych przekroczył 50 lat. Przykładowo, w 1994 roku w polskich kopalniach głębinowych eksploatowano około 2600 lokomotyw elektrycznych przewodowych i 650 akumulatorowych [12].

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rozpoczęcie w 1955 roku budowy kopalń w Rybnickim Okręgu Węglowym i eksploatacja pokładów metanowych spowodowała powszechne zastosowanie w przewozie dołowym tych kopalń lokomotyw z napędem pneumatycznym (rys. 3.12). W latach 1956-1987 zakupiono w firmie JUNG 148 egzemplarzy lokomotyw typu PZ. Lokomotywy z napędem pneumatycznym, typu BVD 40, na polski rynek dostarczała również czechosłowacka firma CKD PRAHA [22]. Układ napędowy w obu lokomotywach rozwiązano podobnie - silnik pneumatyczny napędzał łańcuchem przedni zestaw kołowy, który z kolei przekazywał napęd na zestaw tylny, z zastosowaniem łańcucha Galla. Wysokie koszty związane z koniecznością importu części zamiennych skłoniły do podjęcia prac związanych z uruchomieniem produkcji lokomotyw w Polsce. W efekcie projektu, zrealizowanego przez KOMAG, KWK Krupiński i ChWKS KONSTAL w latach osiemdziesiątych XX wieku, powstała lokomotywa dołowa z napędem pneumatycznym o symbolu Ldp-45 (rys. 3.13). Niestety, w wyniku braku możliwości importu silników pneumatycznych wykonano tylko 10 egzemplarzy tych lokomotyw [22].

Rys. 3.12. Lokomotywa Jung PZ 45 [22]



Rys. 3.13. Lokomotywa Ldp-45 [22]

Lokomotywy z napędem pneumatycznym były bardzo bezpiecznym rozwiązaniem w aspekcie ich zastosowania w wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem. Wymagały jednak lokowania na powierzchni kopalni sprężarek oraz sieci przewodów doprowadzających sprężone powietrze z powierzchni do wyrobisk. Z uwagi na ograniczoną pojemność zbiorników sprężonego powietrza, koniecznym było umiejscowienie, co około 1 km, zaworów umożliwiających napełnienie zbiorników w celu dalszej jazdy lokomotywy (pociągu). Niska ich sprawność, nie przekraczająca 22% oraz wysokie koszty utrzymania stacji i sieci sprężonego powietrza spowodowały po 1990 roku wyeliminowanie tego typu transportu z polskich kopalń.

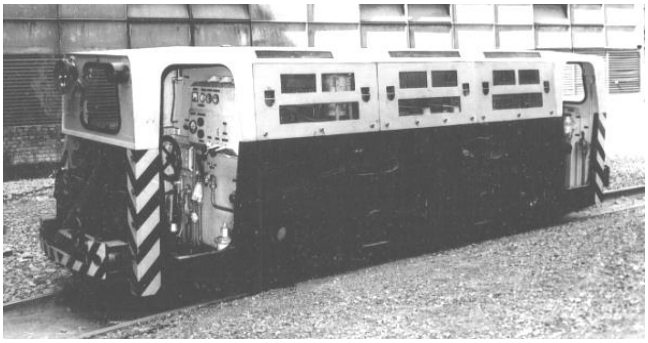
Lokomotywy spalinowe z napędem benzolowym, wprowadzone do kopalń węgla w okresie międzywojennym, głównie ze względu na niski poziom bezpieczeństwa zostały po 1945 roku sukcesywnie wycofane z podziemnych wyrobisk górniczych. Przez kilkadziesiąt następnych lat, m.in. ze względu na brak przepisów w tym zakresie oraz brak krajowych rozwiązań, nastąpił regres w stosowaniu lokomotyw spalinowych w podziemnych wyrobiskach polskich kopalń węgla kamiennego, mimo ich powszechnego stosowania np. w kopalniach byłej Czechosłowacji. Wykonana w 1970 roku przez GŁÓWNY

Open Access (CC BY-NC 4.0)

INSTYTUT GÓRNICTWA – Kopalnię Doświadczalną BARBARA praca pt.: „Analiza możliwości stosowania lokomotyw spalinowych w kopalniach gazowych ze szczególnym uwzględnieniem kopalń ROW (Rybnickiego Okręgu Węglowego)" dała podstawę do rozpoczęcia opracowania i wdrożenia do produkcji i stosowania dołowych lokomotyw z napędem spalinowym w polskich kopalniach węgla kamiennego [22]. W oparciu o wykonaną w KOMAG-u dokumentację w latach osiemdziesiątych XX wieku została uruchomiona krajowa produkcja, budowy przeciwwybuchowej lokomotyw spalinowych z silnikiem wysokoprężnym. Wiodącymi kopalniami w ich wdrażaniu były KWK 1-Maja i pozostałe kopalnie jastrzębskie oraz KWK Silesia. Szersze zainteresowanie stosowaniem tego typu lokomotyw zaistniało dopiero po 2005 roku.

3.1. Lokomotywa Lds-70

W 1970 roku w KOMAG-u podjęto prace nad opracowaniem lokomotywy o symbolu Lds-70 (rys. 3.14), której podstawowe dane ujęto w tabeli 3.2. Do jej napędu zastosowano, produkowany przez ZAKŁADY MECHANICZNE URSUS, silnik typu S-44G przystosowany do pracy w wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem [22, 23].



Rys. 3.14. Lokomotywa Lds-70 [24]

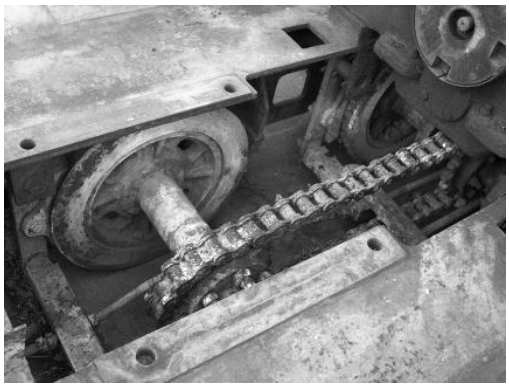
Podstawowe dane lokomotywy Lds-70 [24]

Tabela 3.2.

Siła uciągu (na haku)	2,4 kN
Maksymalna prędkość jazdy na biegu I	16 km/h
Maksymalna prędkość jazdy na biegu II	22 km/h
Moc silnika	70 KM
Masa	10 Mg
Wewnętrzny promień skrętu	12,5 m
Długość między zderzakami	5500 mm
Wysokość od główki szyny	1650 mm
Szerokość lokomotywy	1000 mm
Szerokość toru	550 - 750 mm

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Prototyp lokomotywy wykonały RYBNICKIE ZAKŁADY NAPRAWCZE PRZEMYSŁU WĘGLOWEGO, a przeprowadzone w KWK 1-Maja próby potwierdziły przydatność ruchową oraz zakładane parametry techniczne (siła uciągu, prędkość jazdy). W pracach badawczo-rozwojowych wykorzystano doświadczenia uzyskane przez KOMAG w trakcie opracowania i wdrażania spalinowego ciągnika samojezdnego typu KOCUR (rozdział 6.1). Konstrukcja wybranych zespołów, np. przekładni rewersyjnej, była wzorowana na podobnych rozwiązaniach stosowanych w wąskotorowych lokomotywach spalinowych eksploatowanych przez PKP. Rozwiązania wymagał napęd kół zestawów kołowych, które względem szkieletu lokomotywy musiały być zamocowane w sposób elastyczny umożliwiający pokonywanie nierówności torowiska. Rozważano napęd z wykorzystaniem wiązarów (jak np. w lokomotywie WLs) lub łańcuchów Galla (jak w rozwiązaniach lokomotywy GLs 30 produkowanej przez ZREMB Gliwice [25]). Ostatecznie zadecydowano o wykorzystaniu, w pierwszym egzemplarzu lokomotyw Lds-70, napędu łańcuchowego. Przykładowe rozwiązanie przedstawiono na rysunku 3.15.



Rys. 3.15. Napęd łańcuchowy lokomotywy GLs 30 [25]

Doświadczenia uzyskane w trakcie prób ruchowych - głównie wydłużanie się łańcuchów i częsta konieczność ich napinania - skłoniły konstruktorów do prac nad mechanicznym przeniesieniem napędu, złożonego z przekładni kątowych i wałów napędowych. Sterowanie pracą zespołów lokomotywy zrealizowano na drodze pneumatycznej, a do nadzoru nad pracą silnika zastosowano trakometr, termopary, manometry i amperomierz. Do przełączania świateł wykorzystany został łącznik ognioszczelny. Wyposażenie kabiny lokomotywy Lds-70 pokazano na rysunku 3.16.

Specyfika pracy lokomotyw, czyli wprawianie w ruch zestawu transportowego o znacznej masie, wymusiła stosowanie w ich układach napędowych rozwiązań pozwalających na efektywne wykorzystanie momentu obrotowego silnika o ograniczonej wartości. Można do nich zaliczyć

Open Access (CC BY-NC 4.0)

przekładnie o zmiennym przełożeniu (skrzynie biegów), przekładnie hydrokinetyczne, przekładnie hydrostatyczne i przekładnie elektryczne.

Rys. 3.16. Wyposażenie kabiny lokomotywy Lds-70 [24]

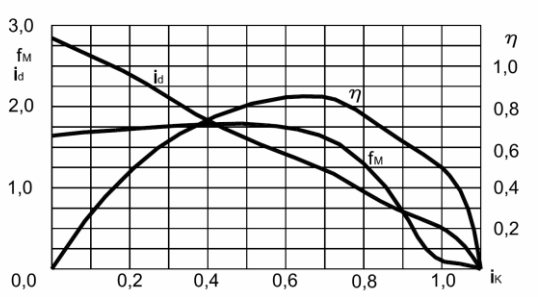
W lokomotywach spalinowych konstrukcji KOMAG-u zastosowano rozwiązanie z wykorzystaniem przekładni hydrokinetycznej. Zapewnia ono tzw. miękki rozruch oraz stanowi swoistą automatyczną skrzynię biegów. Cała procedura zmiany przełożenia w układzie napędowym lokomotywy odbywa się samoczynnie, bez ingerencji obsługi, której rola w tym zakresie sprowadza się do sterowania pracą silnika, czyli regulowaniem wartości jego prędkości obrotowej, co pośrednio, w zależności od aktualnego obciążenia, ustala prędkość ruchu lokomotywy. W pierwszych rozwiązaniach zastosowano przekładnię hydrokinetyczną (zmiennik momentu) ZM-130, której dane ujęto w tabeli 3.3, a charakterystykę przedstawiono na rysunku 3.17. Rysunek 3.18 prezentuje zabudowę przekładni ZM-130 w lokomotywie [24].

Podstawowe dane przekładni hydrokinetycznej ZM-130 [26]

Tabela 3.3.

Maksymalna moc na wejściu	110 kW
Maksymalny moment wejściowy	422 Nm
Maksymalna prędkość kątowa na wejściu	260 rad/s
Średnice czynne wirników	330 mm
Maksymalne przełożenie dynamiczne	2,85
Maksymalna sprawność	0,85
Masa	160 kg

Open Access (CC BY-NC 4.0)

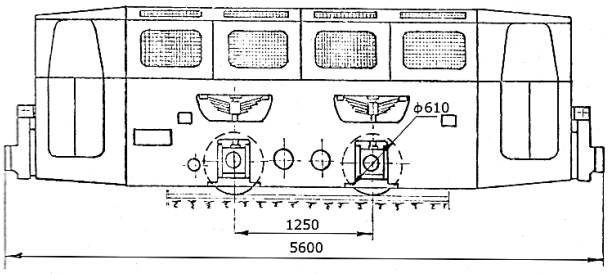


Rys. 3.17. Charakterystyka pracy przekładni hydrokinetycznej ZM 130 [26]
i_K - przełożenie kinematyczne, i_d - przełożenie dynamiczne, η - sprawność przekładni, f_M – współczynnik momentu

Rys. 3.18. Zabudowa przekładni ZM-130 w lokomotywie [24]

3.2. Lokomotywa Lds-100

Z uwagi na zaniechanie przez ZAKŁADY MECHANICZNE URSUS, produkcji silników typu S-44G, przedstawiona w rozdziale 3.1. lokomotywa Lds-70 nie weszła do produkcji seryjnej. W związku z tym w KOMAG-u podjęto prace nad opracowaniem nowego rozwiązania lokomotywy jednobryłowej, oznaczonej symbolem Lds-100 (rys. 3.19), w której zastosowano produkowany przez Wytwórnię Silników Wysokoprężnych ANDORIA w Andrychowie zespół napędowy ZN-400/25 z silnikiem Diesla typu SW-400/K1 o mocy 85 kW i przekładnią hydrokinetyczną ZM-130 [22]. Podstawowe dane techniczne lokomotywy ujęto w tabeli 3.4.



Rys. 3.19. Lokomotywa dołowa spalinowa Lds-100 [22, 27, 28]

Zastosowany silnik spalinowy typu SW400 (ANDORIA) w wersji handlowej nie spełniał wymogów eksploatacji w warunkach zagrożenia wybuchem gazu i /lub pyłu. Podstawową niedogodnością był brak spełnienia wymagań co do jakości spalin, stąd każdorazowo, przed pierwszym zamontowaniem w lokomotywie, a następnie okresowo co sześć miesięcy, podczas eksploatacji,

Open Access (CC BY-NC 4.0)

musiał on być poddawany regulacji pompy wtryskowej w specjalistycznym laboratorium Politechniki Wrocławskiej, a później także Politechniki Śląskiej.

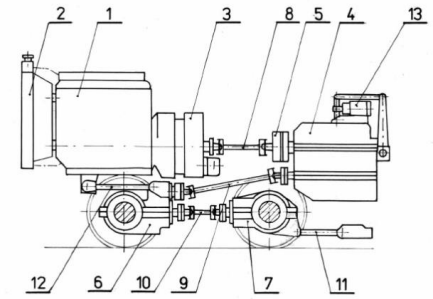
Podstawowe dane lokomotywy Lds-100 [22, 27, 28]

Tabela 3.4.

Moc silnika (przed regulacją) przy prędkości obrotowej	85 kW 2100 obr./min
Siła uciągu (na haku)	21 kN
Maksymalna prędkość jazdy	4,4 m/s
Minimalny promień krzywizny toru	12,5 m
Masa lokomotywy	10 000 kg
Długość między zderzakami	5600 mm
Wysokość od główki szyny	1650 mm
Rozstaw torów	S = 450÷900 mm
Szerokość lokomotywy „A”	dla s ≤ 750 A = 1100 mm dla s = 785 A = 1135 mm dla s = 900 A = 1250 mm

Regulacja ta powodowała obniżenie zawartości toksycznych składników w spalinach (głównie tlenku węgla) do wymaganych wartości, ale jednocześnie wiązała się utratą mocy silnika o około 30% [22]. Poza tym niezbędne było podjęcie prac konstrukcyjnych w celu spełnienia wymagań bezpieczeństwa przeciwwybuchowego oraz wymaganych wartości temperatury.

Próby ruchowe prototypu lokomotywy Lds-70 (rozdział 3.1) wykazały konieczność opracowania układu mechanicznego przeniesienia napędu, bazującego na przekładniach kątowych i wałach napędowych (rys. 3.20).



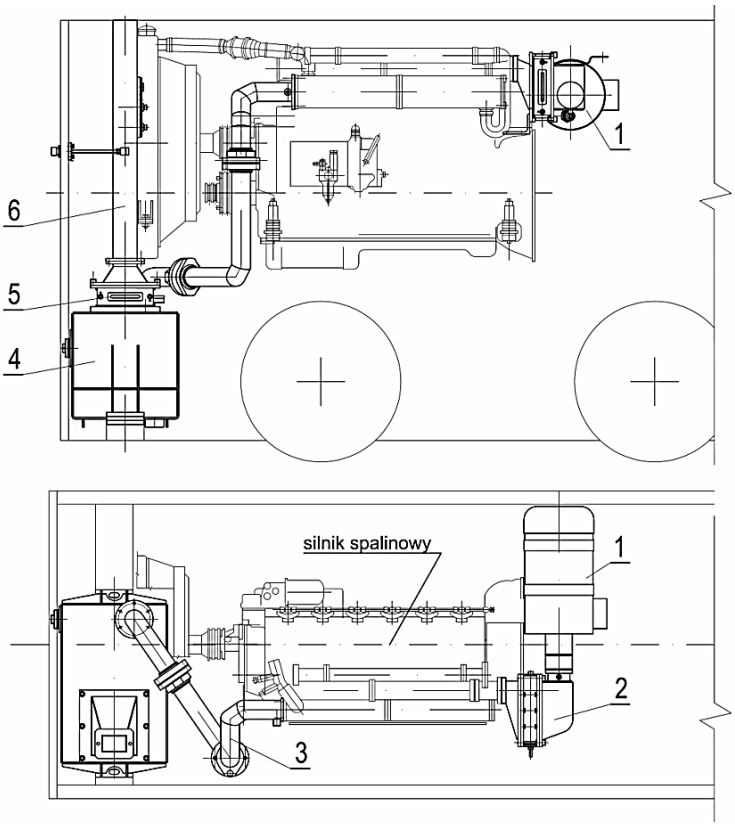
Rys. 3.20. Układ przeniesienia napędu w lokomotywie Lds-100 [27]

1 - silnik wysokoprężny, 2- układ chłodzenia, 3 - przekładnia hydrokinetyczna (zmiennik momentu), 4 - przekładnia rewersyjna, 5 - sprzęgło, 6 - przekładnia kątowa przednia, 7 - przekładnia kątowa tylna, 8, 9, 10 - wały napędowe, 11, 12 - ramiona reakcyjne przekładni

Eksploatacja lokomotyw spalinowych w atmosferze potencjalnie wybuchowej, wymagała między innymi zabezpieczenia silnika spalinowego przed wydostaniem się iskier, które mogłyby zainicjować zapalenie lub wybuch

Open Access (CC BY-NC 4.0)

metanu i/lub pyłu węglowego oraz obniżenia temperatury zewnętrznej silnika i spalin wylotowych do wymaganego, bezpiecznego poziomu. Opracowano innowacyjne rozwiązanie układu dolotowo-wylotowego (dolotu powietrza do silnika i wylotu spalin – rys. 3.21), wyposażonego w przerywacze płomieni. Układ, pomiędzy przerywaczami płomieni spełnił wymogi ognioszczelności m.in. pod względem wytrzymałościowym, jak i tzw. przejść ognioszczelnych, a następnie został poddany, z pozytywnym wynikiem, badaniom takim jak obudowy (osłony) ognioszczelnych urządzeń elektrycznych.

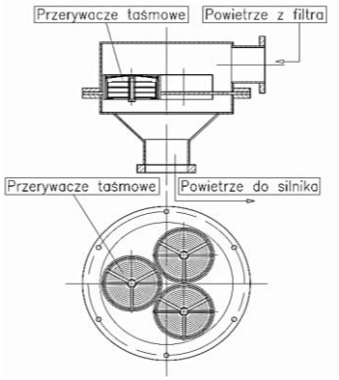


Rys. 3.21. Układ dolotowo-wylotowy lokomotywy Lds-100 [28]

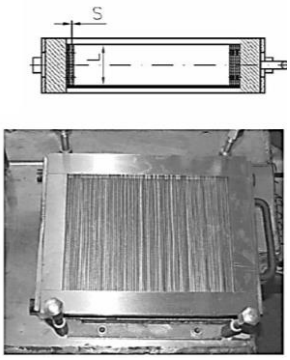
1 - filtr powietrza, 2 - dolotowy przerywacz płomienia, 3 - przewód wylotu spalin, 4 - płuczka wodna spalin, 5 - wylotowy przerywacz płomienia, 6 - kominek wylotowy

W pierwszych egzemplarzach lokomotywy Lds-100, w układzie dolotowym zastosowano przerywacze w postaci pakietów zwiniętych taśm, stosowanych w przemyśle chemicznym. Kolektor dolotowy silnika z takimi przerywaczami przedstawiono na rysunku 3.22. Przerywacze te były odporne na działanie substancji chemicznych, ale łatwo ulegały zanieczyszczeniu. W związku z tym opracowano oryginalne rozwiązania przerywacza płytkowego (rys. 3.23).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

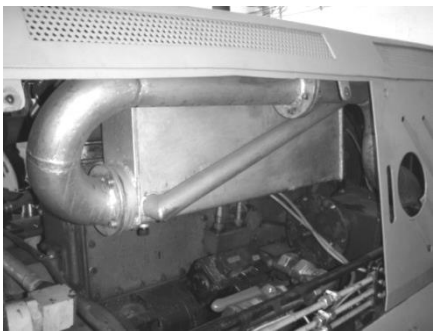


Rys. 3.22. Kolektor dolotowy z taśmowymi przerywaczami płomieni [27]



Rys. 3.23. Płytkowy przerywacz płomieni [24]

Jak już wcześniej wspomniano silnik spalinowy SW400 (ANDORIA), w wersji handlowej nie spełniał wymogów pracy w warunkach zagrożenia wybuchem gazu lub/i pyłu - dotyczyło to między innymi jakości spalin oraz wymogu utrzymania granicznej temperatury wszystkich jego powierzchni. Przekroczenie temperatur granicznych występowało głównie na powierzchni kolektora wylotowego silnika, przez który przepływały gorące spaliny wprost z jego komór spalania. Obniżenie temperatury tego zespołu osiągnięto przez zastosowanie specjalnie skonstruowanego kolektora wylotowego silnika z układem chłodzącym zabudowanym na bloku silnika w miejscu kolektora fabrycznego (rys. 3.24). Przez podwójne ścianki kolektora przepływała ciecz chłodząca silnik, schładzając częściowo spaliny. Ciecz ta była następnie kierowana do chłodnicy powietrzno-wodnej silnika.



Rys. 3.24. Chłodzony wodą kolektor wylotowy spalin [28]

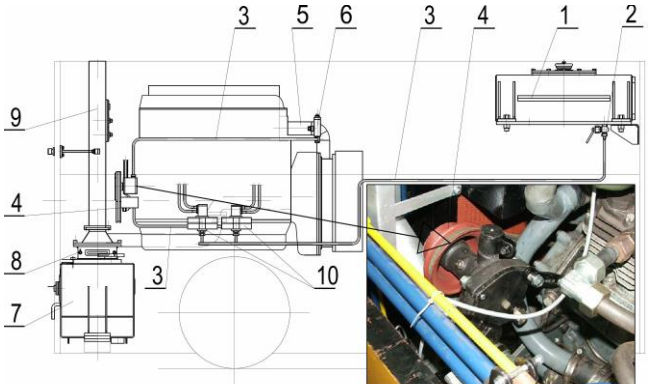
Dalszy proces schładzania spalin realizowany był w przewodzie wylotowym, poprzez wtryskiwanie do strumienia przepływających spalin wody chłodzącej. Ostateczny i końcowy proces chłodzenia realizowano w płuczce wodnej spalin. Z uwagi na fakt, że w procesie schładzania spalin wykorzystywano zjawisko zmiany stanu skupienia wody tj. przejścia jej ze stanu

Open Access (CC BY-NC 4.0)

płynnego w gazowy, w trakcie jej ogrzewania (pobierania ciepła ze spalin) i uchodzenia powstałej pary wraz ze spalinami, koniecznym było okresowe uzupełnianie wody w zbiorniku wody i płuczce wodnej spalin. Brak wody w układzie schładzania spalin mógłby doprowadzić do nadmiernego wzrostu temperatury elementów układu wylotowego. Aby temu zapobiec lokomotywę Lds-100 wyposażono w układ kontroli obecności (dostępności) wody chłodzącej spaliny, będący częścią układu zabezpieczającego.

W układzie tym zastosowano autorskie rozwiązanie specjalnego zaworu, powodującego wyłączenia silnika, w przypadku braku wody chłodzącej spaliny. Schemat układu wtrysku wody wraz z układem zabezpieczającym przedstawiono na rysunku 3.25. Strumień wody ze zbiornika poz. 1 do pompy poz. 4, przepływał przez naczynia kontrolne zespołu zabezpieczającego poz. 10. W naczyniach tych zabudowane były elastyczne membrany z zamocowanymi zderzakami sterującymi przepływem powietrza w specjalnych zaworach odcinających. Wytworzony w przewodach poz. 3, słup wody powodował otwarcie przepływu powietrza sterującego w zaworach odcinających. Brak wody powodował zamknięcie dopływu powietrza do cylindra sterującego obrotami silnika spalinowego oraz odpowietrzenie jego części wykonawczej, co w efekcie prowadziło do zatrzymania pracy silnika spalinowego.

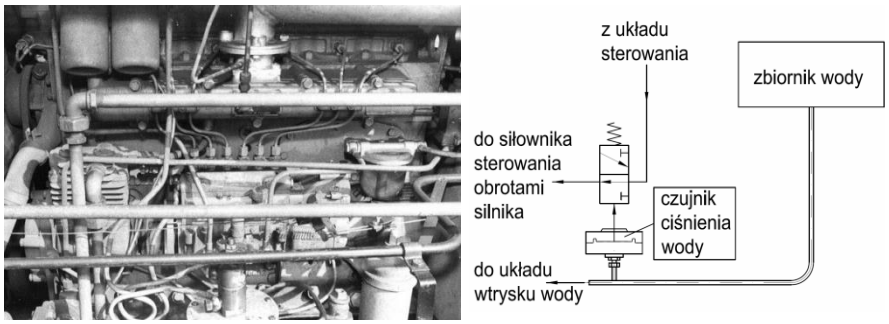
Na rysunku 3.26 przedstawiono fragment zabudowy tego układu w lokomotywie Lds-100 z jednym czujnikiem kontroli poziomu wody w układzie zabezpieczającym. Układ ten powodował odcięcie dopływu powietrza jedynie do części siłownika sterowania odpowiedzialnej za obroty robocze (manewrowe) silnika. Konieczna była zatem zabudowa drugiego (bliźniaczego) układu powodująca całkowite wyłączenie silnika spalinowego, co uwidoczniono na rysunku 3.25 (poz. 10).



Rys. 3.25. Układ wtrysku wody chłodzącej spaliny [28]

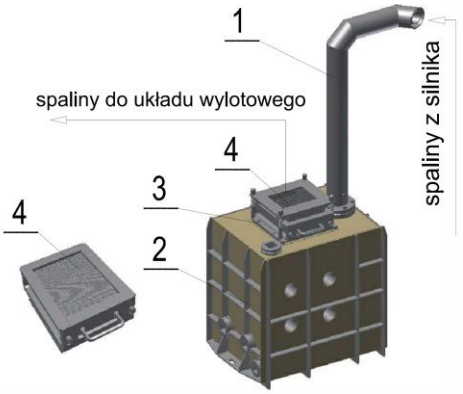
1 - zbiornik wody, 2 - zawór odcinający wodę, 3 - przewód doprowadzający wodę, 4 - pompa wody, 5 - przewód wylotowy spalin, 6 - wtrysk wody, 7 - płuczka wodna, 8 - przerywacz płomieni, 9 - wylot spalin, 10 - zespół zabezpieczający w przypadku braku wody

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 3.26. Zabudowa czujnika kontroli poziomu wody chłodzącej spaliny [28]

Jak wspomniano, do obniżenia temperatury spalin, oprócz układu wtrysku wody, przeznaczona była również płuczka wodna spalin, która pełniła także funkcję pierwotnego przerywacza płomienia. Widok płuczki wodnej spalin i przerywacza pokazano na rysunku 3.27; jak widać osobny, wylotowy przerywacz płomienia zabudowany był na korpusie płuczki. Jego funkcja to oprócz zapobiegania wydostaniu się do strefy zagrożonej płomienia lub iskry zdolnej wywołać zapłon, było również ograniczenie wydmuchiwania wody z płuczki przez wypływające spaliny. W zależności od intensywności eksploatacji lokomotywy konieczne było jedno lub dwukrotne uzupełnianie wody w płuczce spalin.

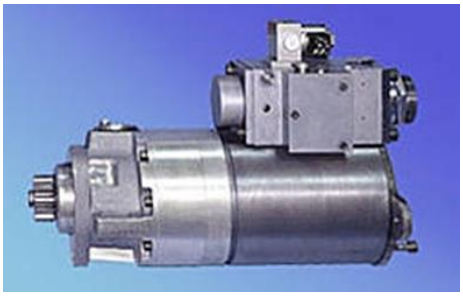


Rys. 3.27. Płuczka wodna spalin z przerywaczem [28]
1 – przewód wylotu spalin z silnika, 2- płuczka spalin, 3 – obudowa przerywacza, 4 – przerywacz wylotowy

Kolejnym zagadnieniem konstrukcyjnym, wymagającym rozwiązania, był rozruch silnika spalinowego. Standardowo, każdy silnik jest wyposażany w typowy rozrusznik elektryczny, przeznaczony do stosowania w pojazdach i maszynach roboczych eksploatowanych na powierzchni, a więc niespełniający wymogów bezpieczeństwa przeciwwybuchowego. Zaproponowano zastosowanie rozruszników sprężynowych angielskiej firmy SIMMS (rys. 3.28).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 3.28. Rozrusznik sprężynowy firmy SIMMS [29]



Rys. 3.29. Rozrusznik pneumatyczny firmy DÜSTERLOH [30]

Niedogodnością takiego układu rozruchu silnika był fakt, że zarówno przygotowanie rozrusznika (napięcie sprężyn), jak i sam rozruch musiał być przeprowadzony na zewnątrz lokomotywy przy bezpośrednim dostępie obsługi do rozrusznika. Było to niebezpieczne zwłaszcza w miejscach o dużym natężeniu ruchu pociągów, a czasem wręcz niemożliwe, jak w przypadku gdy lokomotywa została wyłączona w takim ustawieniu, że rozrusznik znajdował się w położeniu od strony międzytorza, a na sąsiednim torze znajdował się pociąg. Zaletą był brak konieczności posiadania medium zewnętrznego do uruchomienia lokomotywy. Maszynista za pomocą dedykowanej korby, kręcąc przekładnią ślimakową powodował napięcie sprężyny. Następnie po zdjęciu korby specjalną dźwignią powodował wysuw tzw. bendixu rozrusznika i zwolnienie zapadki baterii sprężyn, które rozprężając się obracały wałek rozrusznika, powodując uruchomienie silnika. Wymienione niedogodności dotyczące rozruchu sprężynowego, skłoniły konstruktorów do dalszych prac, których efektem był układ rozruchu zasilany pneumatycznie, z zastosowaniem rozrusznika pneumatycznego niemieckiej firmy DÜSTERLOH (rys. 3.29). Pneumatyczny układ rozruchowy wymagał zewnętrznego źródła sprężonego powietrza w celu pierwszego uruchomienia lokomotywy, a także po jej dłuższym postoju. Po uruchomieniu, zamontowana na silniku spalinowym, sprężarka (rys. 3.30) uzupełniała powietrze w zbiornikach pneumatycznych, które zasilało również układ hamulcowy, piasecznice i układ sterowania. Zgromadzone w zbiornikach sprężone powietrze pozwalało na zdalne dokonywanie kolejnych rozruchów silnika spalinowego bez opuszczania kabiny przez maszynistę.

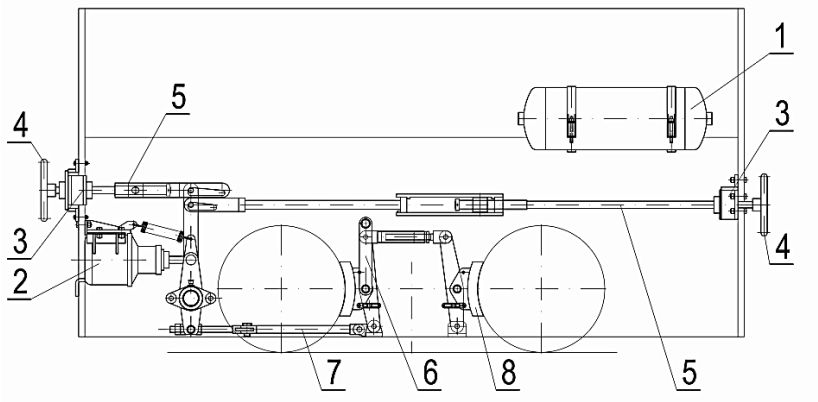
Jak nadmieniono powyżej, sterowanie lokomotywy rozwiązano na drodze pneumatycznej. Dedykowanym, opracowanym w KOMAG-u, dwustopniowym siłownikiem pneumatycznym regulowano obroty wolne i obroty jazdy. Zabudowę tego siłownika do silnika SW-400, przedstawiono na rysunku 3.31.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 3.30. Zabudowa sprężarki w lokomotywie Lds-100 [24]

Rys. 3.31. Siłownik sterowania obrotami silnika [24]

Również na drodze pneumatycznej rozwiązano hamowanie manewrowe. Hamulec postojowy był uruchamiany ręcznie. Układ hamulcowy lokomotywy Lds-100 przedstawiono na rysunku 3.32.

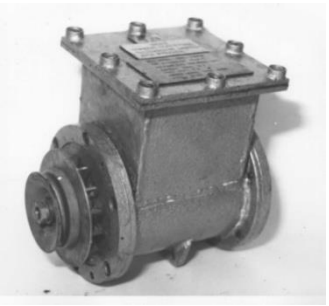


Rys. 3.32. Układ hamulcowy lokomotywy Lds-100 [27]

1 - zbiornik powietrza, 2- siłownik pneumatyczny, 3 - przekładnia hamulca ręcznego, 4 - koła hamulca ręcznego, 5 - śruba hamulcowa, 6 - układ dźwigni, 7 - układ cięgien, 8 - klocki hamulcowe

Ognioszczelna instalacja elektryczna lokomotywy musiała zapewnić zasilanie oświetlenia, zarówno w trakcie jazdy, jak i postoju lokomotywy. W warunkach braku zagrożeń wybuchem gazu lub/i pyłu palnego, każdy silnik spalinowy wyposażany jest w typowy alternator (prądnicę) przeznaczony do stosowania w pojazdach i maszynach roboczych eksploatowanych na powierzchni, a więc nie spełniający wymogów przeciwwybuchowości. W związku z tym w KOMAG-u opracowano ognioszczelną odmianę alternatora o symbolu OGAR (rys. 3.33). Opracowano także specjalne rozwiązanie akumulatora kwasowo-ołowiowego w obudowie wzmocnionej, zapewniającego czasowe oświetlenie lokomotywy podczas postoju.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 3.33. Alternator ognioszczelny typu OGAR [24]

Monitorowanie parametrów pracy zespołów lokomotywy podobnie jak w Lds-70 odbywało się z wykorzystaniem: traktometru, termopar i manometrów. Na rysunku 3.34 przedstawiono rozmieszczenie urządzeń sterujących i wskaźników w kabinie.

Rys. 3.34. Rozmieszczenie urządzeń sterujących i wskaźników w kabinie lokomotywy Lds-100 [24]

Konieczność każdorazowej, przed pierwszym zamontowaniem w lokomotywie, a następnie podczas eksploatacji, regulacji pompy wtryskowej silnika SW400 w specjalistycznym laboratorium Politechniki Wrocławskiej, a później także Politechniki Śląskiej była podstawową niedogodnością jego stosowania w lokomotywach typu Lds-100. Regulacja ta powodowała obniżenie zawartości toksycznych składników w spalinach do wymaganych wartości, ale jednocześnie wiązała się z utratą mocy silnika o około 30%. Stąd w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, pod kierunkiem prof. Jerzego Kuśmidrowicza, podjęto w latach osiemdziesiątych XX wieku prace mające na celu opracowanie, niskotoksycznego silnika wysokoprężnego dedykowanego do napędów spalinowych eksploatowanych w kopalniach węgla kamiennego. Jako bazowy, wytypowano silnik 6C107 będący rozwojową wersją licencyjnego (LEYLAND) ww. silnika SW 400. W celu przystosowania

Open Access (CC BY-NC 4.0)

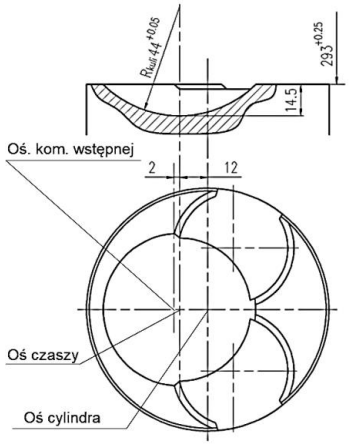
wymienionego silnika do zastosowania w lokomotywach kopalnianej kolei podziemnej wykonano następujące prace [31, 32]:

- zmodernizowano głowicę silnika,
- zmodernizowano tłoki silnika,
- zaprojektowano i wykonano monolityczne, walcowe komory wstępnego spalania,
- wymieniono aparaturę wtryskową tj. pompę wtryskową i wtryskiwacze.

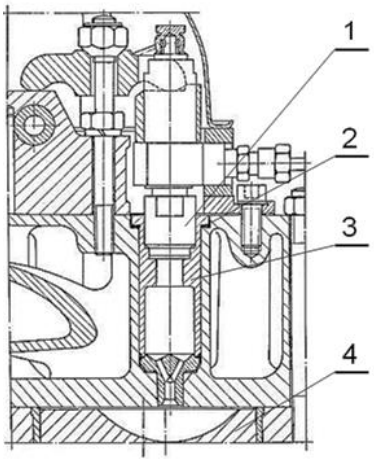
Tak zmodyfikowany silnik oznaczono symbolem 6C107W.

W wyniku badań kolejnych, modyfikowanych rozwiązań oraz występujących problemów technicznych, spośród których ważnym, wymagającym rozwiązania, było pękanie mostków pomiędzy otworami na palniki komór wstępnych a gniazdami zaworowymi, mając na uwadze konieczność unifikacji elementów pomiędzy silnikami 6C107 i 6C107W, zaproponowano [32]:

- komorę spalania w tłoku w wersji oznaczonej symbolem IE (rys. 3.35),
- zawieszoną na górnej płycie głowicy monolityczną komorę wstępnego spalania (rys. 3.36), której palnik nie opierał się o dno gniazda komory w głowicy, a szczelina dylatacyjna między krawędzią palnika, a dnem gniazda zabezpieczała strefę mostków zaworowych od obciążeń,
- wykorzystanie seryjnej głowicy silnika 6C107 z powiększonymi do 30 mm średnicami gniazd komór wstępnego spalania.



Rys. 3.35. Komora spalania w tłoku w wersji IE [31]



Rys. 3.36. Budowa komory wstępnego spalania [32, 33]

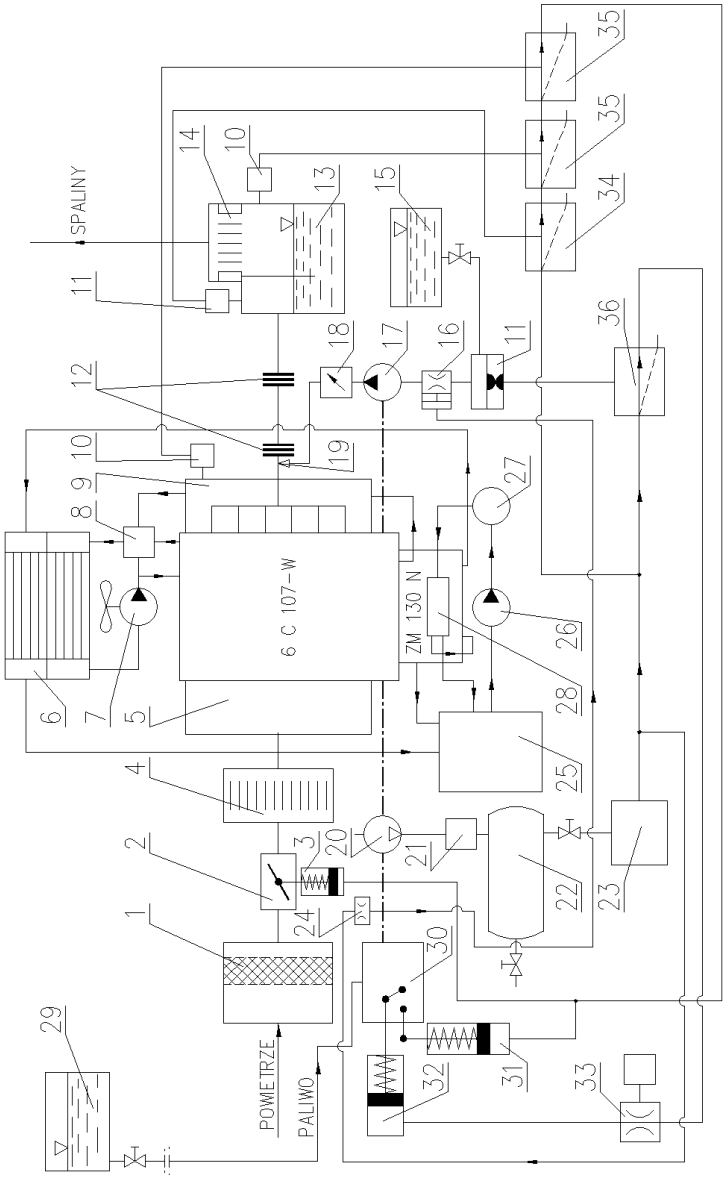
1 - wtryskiwacz, 2 - uszczelnienie, 3 - komora wstępna, 4 - tłok

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Przeprowadzone liczne, wariantowe badania pozwoliły na uzyskanie zadowalających wyników w zakresie toksyczności spalin (stężenie tlenku węgla poniżej 0,05% i tlenków azotu poniżej 0,045% udziału objętościowego), zaś zastosowane materiały na komorę monolityczną wykazały zadowalającą trwałość (na etapie badań laboratoryjnych). Wskazano na znaczny stopień skomplikowania technologii wykonania komory wstępnego spalania oraz utrudniony rozruch silnika, co wymagało podjęcia dalszych prac. Na podstawie przeprowadzonych badań atestacyjnych GŁÓWNY INSTYTUT GÓRNICTWA – Zakład Bezpieczeństwa Przeciwwybuchowego Kopalni Doświadczalnej BARBARA wydał orzeczenie o spełnieniu przez silnik 6C107W obowiązujących w tym czasie wymagań. Zastosowanie silnika do lokomotyw wymagało jednak przeprowadzenia prób trwałościowych. Zmiany polityczno-gospodarcze po 1989 roku, których jednym z efektów było zniesienie ograniczeń importowych, przyczyniły się do zaniechania dalszych prac nad ww. silnikiem. Silniki spełniające założone wymagania były już produkowane przez firmy zachodnie, między innymi przez niemiecką firmę DEUTZ MWM (np. silnik D 916-6).

Równolegle, z pracami prowadzonymi w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, w Zakładzie Silników Spalinowych Instytutu Techniki Cieplnej Politechniki Śląskiej, pod kierunkiem prof. Eryka Prugara i doc. Juliana Siurka zrealizowano kompleksowe badania, bazującego na silniku 6C107W, niskotoksycznego zespołu napędowego z osprzętem przeciwwybuchowym i zabezpieczającym. Osprzęt został poddany badaniom atestacyjnym w Zakładzie Bezpieczeństwa Przeciwwybuchowego Kopalni Doświadczalnej BARBARA GŁÓWNEGO INSTYTUTU GÓRNICTWA w zakresie wytrzymałości mechanicznej oraz zdolności przerywania płomieni przez układ dolotowo-wylotowy. Przeprowadzono także badania atestacyjne układu wylotowego w aspekcie przeniesienia wybuchu. Po zestawieniu i dopasowaniu (konstrukcyjnym i regulacyjnym) podzespołów oraz kompletacji całego niskotoksycznego, przeciwwybuchowej budowy, spalinowego zespołu napędowego (rys. 3.37) oznakowanego symbolem ZN-6C107-WG, a także skompletowaniu aparatury pomiarowej, przeprowadzono badania funkcjonalne na hamowni (rys. 3.38). Przeanalizowano również współpracę zespołu: silnik spalinowy - przekładnia hydrokinetyczna (ze szczególnym uwzględnieniem samej przekładni) w aspekcie wyboru optymalnej charakterystyki eksploatacyjnej lokomotywy Lds-100. Przeprowadzone badania w pełni potwierdziły przydatność zastosowania osprzętu (tj. układu dolotowego, układu wylotowego, układu chłodzenia spalin, układów sterujących, regulacyjnych i kontrolnych) w lokomotywie ww. typu [33].

Open Access (CC BY-NC 4.0)

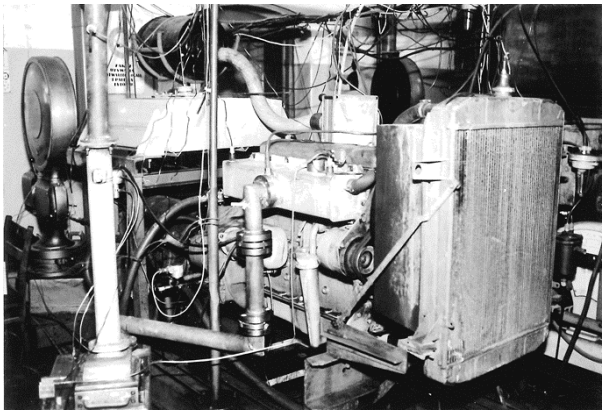


Rys. 3.37. Schemat funkcjonalny górniczego spalinowego zespołu napędowego ZN-6C107-WG [33]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

1 – filtr powietrza,
2 – przepustnica powietrza dolotowego,
3 – siłownik pneumatyczny przepustnicy powietrza dolotowego,
4 – dolotowy przerywacz płomieni,
5 – kolektor dolotowy,
6 – chłodnica wodno – olejowa,
7 – pompa wody chłodzącej,
8 – termostat obiegu wody chłodzącej,
9 – kolektor wylotowy,
10 – czujnik temperatury,
11 – czujnik ciśnienia,
12 – przeguby przewodu wylotowego,
13 – płuczka wodna spalin,
14 – wylotowy przerywacz płomieni,
15 – zbiornik wody wtryskowej,
16 – zawór dławiący wody wtryskowej,
17 – pompa wody wtryskowej,
18 – zawór przelewowy wody wtryskowej,
19 – dysza wody wtryskowej,
20 – sprężarka powietrza,
21 – regulator ciśnienia,
22 – zbiornik sprężonego powietrza,
23 – blok przygotowania powietrza,
24 – zawór dławiący powietrza sterujący zaworem dławiącym wody wtryskowej,
25 – zbiornik oleju układu przekładni hydrokinetycznej (zmiennika momentu),
26 – pompa oleju przekładni hydrokinetycznej,
27 – filtr oleju przekładni hydrokinetycznej,
28 – zawór sterujący przekładni hydrokinetycznej,
29 – zbiornik paliwa,
30 – pompa wtrysku paliwa
31 – siłownik pneumatyczny dźwigni „STOP” regulatora obrotów,
32 – siłownik pneumatyczny dźwigni głównej regulatora obrotów,
33 – zawór dławiący sterowania siłownikiem pneumatycznym dźwigni głównej regulatora obrotów,
34 – ciśnieniowy zawór alternatywny,
35 – termiczny zawór alternatywny,
36 – hydrostatyczny zawór alternatywny.

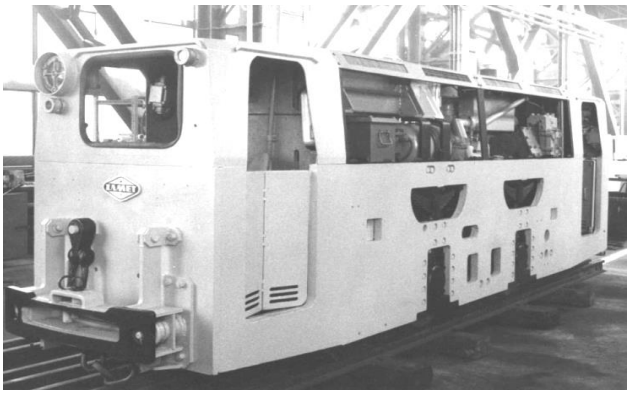
Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 3.38. Silnik spalinowy 6C107W na stanowisku badawczym w Zakładzie Silników Spalinowych Instytutu Techniki Cieplnej Politechniki Śląskiej [33]

W latach 1976-1978 Chorzowska Wytwórnia Konstrukcji Stalowych KONSTAL wyprodukowała serię próbną pięciu egzemplarzy lokomotyw Lds-100, które wdrożono do eksploatacji w byłej KWK 1-Maja. Mimo dużego zapotrzebowania ze strony kopalń, ze względu na brak kooperantów w zakresie produkcji przekładni zębatych, KONSTAL zaprzestał ich produkcji.

W 1982 roku produkcję lokomotywy Lds-100 (rys. 3.39) uruchomiono w Zakładach Mechanicznych ZAMET Zakład nr 4 w Rudzie Śląskiej.



Rys. 3.39. Lokomotywa Lds-100 produkcji ZAMET [34]

Lokomotywa ta, po badaniach przeprowadzonych przez Zakład Atestacji GIG i KD Barbara, została dopuszczona przez Wyższy Urząd Górniczy do stałej eksploatacji w podziemiach kopalń węgla, rud, soli i innych minerałów w pomieszczeniach „a”, „b” i „c” niebezpieczeństwa wybuchu. Wyprodukowano 32 egzemplarze lokomotyw, które eksploatowano między innymi w: byłej kopalni 1-Maja, KWK XXX-lecia (obecnie KWK Pniówek), KWK Moszczenica,

Open Access (CC BY-NC 4.0)

KWK Lenin (obecnie KWK Wesoła), KWK Grodziec, KWK Silesia, KWK Victoria, KWK Bogdanka oraz w o/ZG Rudna (KGHM Polska Miedź S.A.).

3.3. Lokomotywa Lds-100Z

Pozytywne doświadczenia użytkowników lokomotyw Lds-100 eksploatowanych w wyrobiskach zagrożonych wybuchem gazu lub/i pyłu palnego, skłoniły ich producenta do wprowadzenia na rynek rozwiązania przeznaczonego do pracy w wyrobiskach bez takich zagrożeń. Lokomotywy takie o symbolu Lds-100Z i Lds-100Za, wzorowane na konstrukcji lokomotywy Lds-100, były pozbawione zespołów zapewniających ich ognioszczelność. W ich miejsce zabudowano zespoły bez cech ognioszczelności, np. zamiast pneumatycznego układu rozruchu silnika zabudowano rozrusznik elektryczny i akumulator, natomiast w układzie wylotowym spalin, zamiast płuczki wodnej, katalizator i tłumik wydechu.

W lokomotywie Lds-100Z, w miejsce dotychczas stosowanej przekładni rewersyjnej zabudowano przekładnię stosowaną w ładowarkach eksploatowanych w KGHM Polska Miedź S.A. W tabeli 3.5 ujęto podstawowe parametry techniczne lokomotywy Lds-100Z.

Dane trakcyjne lokomotywy Lds-100Z [24]

Tabela 3.5.

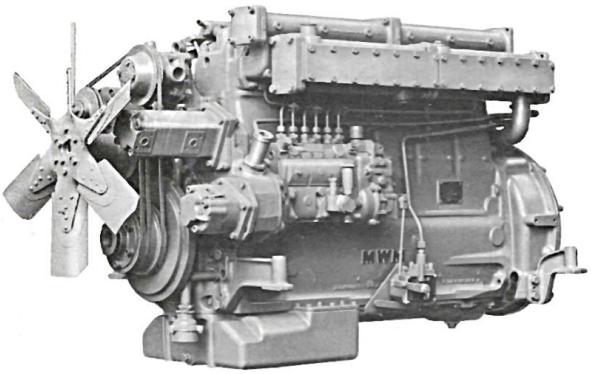
Silnik wysokoprężny	SW 400/Ł2
Moc silnika	84 kW
Zmiennik momentu	ZM 130 N
Siła uciągu (na haku)	30 kN
Maksymalna prędkość jazdy	4,4 m/s
Najmniejszy promień krzywizny toru (łuku)	12,5 m
Najmniejszy promień krzywizny toru w pionie	40 m
Masa lokomotywy	ok. 10 000 kg
Rozstaw torów	S=450÷900 mm
Rozruch silnika	elektryczny
Średnica kół jezdnych	610 mm

3.4. Lokomotywa Lds-100M

Wprowadzenie w Polsce po 1990 roku gospodarki wolnorynkowej umożliwiło dokonywanie zakupów komponentów (oraz kompletnych maszyn i urządzeń) w Europie Zachodniej. Powstała, w wyniku restrukturyzacji ZM ZAMET, Spółka TECHMASZ - ZAMET (były Zakład Nr 4), na zamówienie LW Bogdanka, wykonała dwa egzemplarze lokomotywy oznaczonej symbolem Lds-100M (bazującej na rozwiązaniach lokomotyw Lds-100). Do jej napędu zastosowano niskotoksyczny, produkowany przez firmę DEUTZ MWM w Mannheim (Niemcy), przeciwwybuchowej budowy silnik typu D916-6, opracowany specjalnie do zastosowań górniczych, wyposażony fabrycznie

Open Access (CC BY-NC 4.0)

w chłodzony wodą kolektor wylotowy spalin (rys. 3.40). Podstawowe dane tego silnika podano w tabeli 3.6.



Rys. 3.40. Silnik spalinowy D 916-6 [35]

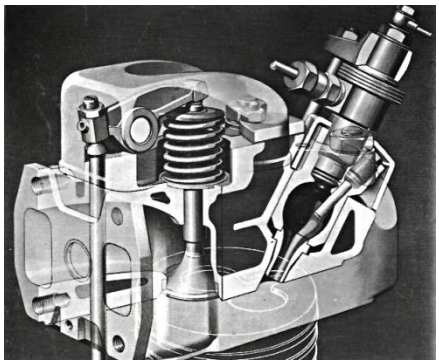
Dane techniczne silnika spalinowego D916-6 [35]

Tabela 3.6.

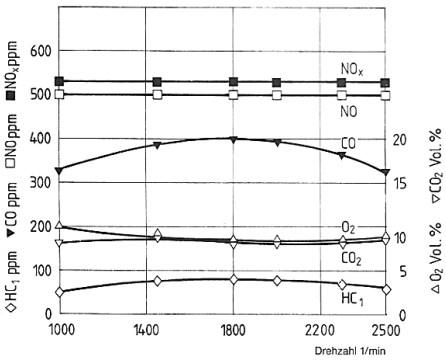
Moc znamionowa przy prędkości obrotowej n = 2100 obr./min	65 kW
Średnica cylindra	105 mm
Skok tłoka	120 mm
Liczba cylindrów	6
Jednostkowe zużycie paliwa	258 g/kWh

W silniku zastosowano odrębnie odlewane, wstępne komory spalania (rys. 3.41), co pozwoliło na osiągnięcie niskich wartości emisji toksycznych składników w spalinach (rys. 3.42). Ponieważ palnik komory wstępnej spoczywał tylko na wąskiej powierzchni uszczelniającej i był oddzielony od podstawy głowicy cylindra szczelinami powietrznymi, w obszarze tym występował mały przepływ ciepła, powodując niewielkie obciążenie cieplne podstawy głowicy cylindrów, a tym samym dobrą odporność cieplną całej głowicy. Mocowanie komory wstępnej dwiema śrubami z wykorzystaniem sprężyny talerzowej, powodowało niskie obciążenie mechaniczne głowicy cylindrów, będąc kolejną zaletą tego silnika. Silnik posiadał możliwość bezpośredniego mocowania pomp hydraulicznych oraz sprężarki sprężonego powietrza, a jego kompletacja uwzględniała możliwość wyposażenia w opcjonalne rozwiązania kół zamachowych i ich osłon oraz w liczne dostępne akcesoria umożliwiające dostosowanie silnika do specjalnych wymagań.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

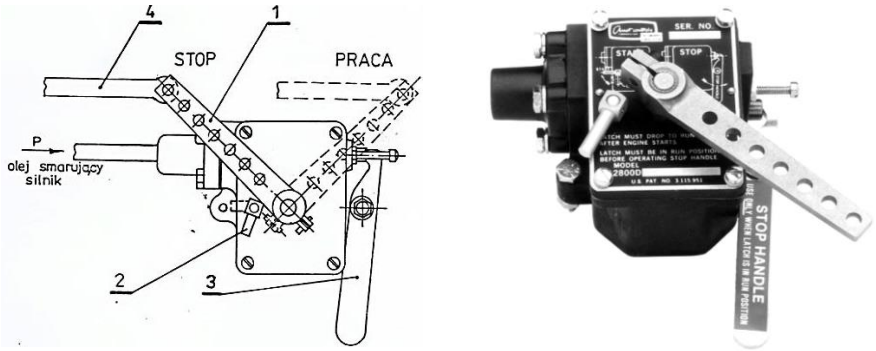


Rys. 3.41. Wstępna komora spalania w silniku D 916-6 [35]



Rys. 3.42. Charakterystyki zawartości toksycznych składników w spalinach silnika D 916-6 [35]

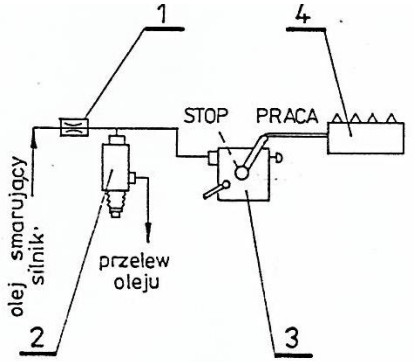
Silnik D 916-6 wyposażono w system zabezpieczeń AMOT, co udoskonaliło dotychczasowy układ zabezpieczeń stosowany w lokomotywach Lds-100. System polegał na zastosowaniu mechanicznego sterownika (rys. 3.43), powodującego (poprzez cięgło) przesterowanie dźwigni blokującej pracę pompy wtryskowej, w wyniku zaniku ciśnienia oleju z układu smarującego silnik. W układ oleju smarującego silnik wpięto dodatkowy obwód z zabudowanymi czujnikami ciśnienia i temperatury. Zadziałanie któregokolwiek z tych czujników powodowało skierowanie oleju do zbiornika, tj. zanik ciśnienia w obwodzie systemu AMOT (rys. 3.44) i w konsekwencji przesterowanie dźwigni blokującej pracę pompy wtryskowej silnika. Na rysunku 3.45 przedstawiono przykładową zabudowę jednego z czujników systemu AMOT.



Rys. 3.43. Sterownik systemu AMOT [36]

1 - dźwignia sterująca, 2 - dźwignia blokująca, 3 - dźwignia szybkiego wyłączania silnika, 4 - cięgło blokujące pracę pompy wtryskowej

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 3.44. Zasada działania systemu AMOT [36]

1 - dławik, 2 - czujnik, 3 - sterownik, 4 - pompa wtryskowa silnika

Rys. 3.45. Zabudowa czujnika temperatury systemu AMOT na chłodzonym wodą kolektorze wylotowym spalin [24]

Do sterowania obrotami wolnymi i roboczymi silnika w miejsce siłownika dwupołożeniowego (rys. 3.31) zastosowano dwa osobne siłowniki pneumatyczne. Ich zabudowę przedstawiono na rysunku 3.46.

Rys. 3.46. Zabudowa siłowników sterowania obrotami silnika [24]

Do rozruchu silnika zastosowano hydrauliczny rozrusznik firmy KOCSIS (rys. 3.47).

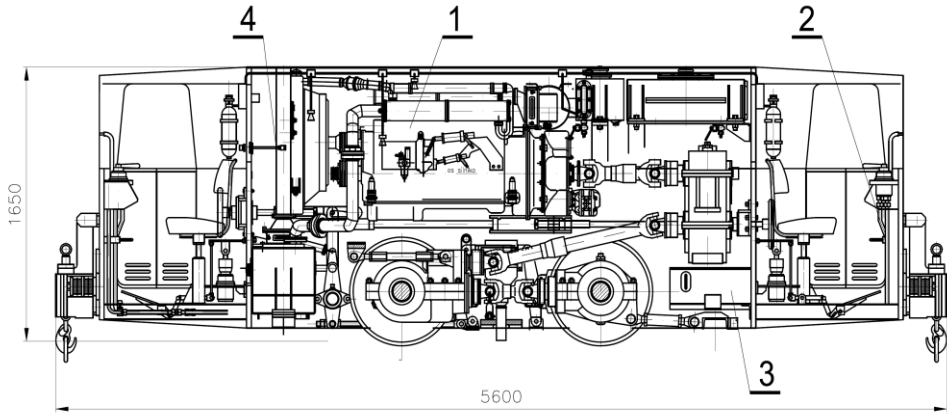
Rys. 3.47. Rozrusznik hydrauliczny firmy KOCSIS [37]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Modernizacja objęła również inne zespoły, między innymi w układzie napędowym wprowadzono nowy typ przekładni rewersyjnej konstrukcji KOMAG-u. Zastępowała ona rozwiązanie, w którym wykorzystywano sprzęgło wielotarczowe i przesuwnik pneumatyczny. W nowym rozwiązaniu wybór kierunku jazdy polegał na aktywacji jednego z dwóch sprzęgieł hydraulicznych zabudowanych na wałach obrotowych wewnątrz przekładni. Olej z przewodów układu hydraulicznego przekazywany był do obracających się wałów z wykorzystaniem sprzęgieł VHT produkcji ZAKŁADÓW IM. CEGIELSKIEGO w Poznaniu. Układ ten wymagał bardzo precyzyjnego wykonania wszystkich zespołów i połączenia obrotowego oraz właściwej konserwacji. Błędy wykonawcze oraz brak właściwej obsługi był często powodem niesprawności przekładni, powodując wypływ oleju przez nieszczelności do korpusu przekładni, zamiast do sprzęgieł zabudowanych na wałach wewnątrz przekładni.

Lokomotywa Lds-100/M uzyskała dopuszczenie Prezesa Wyższego Urzędu Górniczego (WUG). W trakcie eksploatacji ww. lokomotyw, w wyniku nabytych doświadczeń, LW Bogdanka dokonała ich modernizacji, eliminując system AMOT poprzez zastosowanie czujników w układzie sterowania pneumatycznego lokomotywy, a także wymieniając zastosowaną specjalnej konstrukcji przekładnię rewersyjną na fabrycznie produkowaną przekładnię typu SB-102, stosowaną w ładowarkach eksploatowanych w KGHM POLSKA MIEDŹ S.A. Tak zmodernizowana lokomotywa otrzymała symbol Lds-100M/Bogdanka i uzyskała dopuszczenie Prezesa WUG.

W tabeli 3.7 ujęto parametry techniczne lokomotywy Lds-100M/Bogdanka, a na rysunku 3.48 zaznaczono układy w których dokonano modernizacji.



Rys. 3.48. Lokomotywa Lds-100M/Bogdanka [38]

1 - układ napędowy, 2 - układ sterowania, 3 - układ hydrauliczny, 4 - układ kontroli i nadzoru

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Dane trakcyjne lokomotywy Lds-100M/Bogdanka [38]

Tabela 3.7.

Silnik wysokoprężny	DEUTZ D 916
Siła uciągu (na haku)	21 kN
Maksymalna prędkość jazdy	4 m/s
Najmniejszy promień krzywizny toru (łuku)	12,5 m
Najmniejszy promień krzywizny w pionie	40 m
Pojemność zbiornika wody	155 dm^3
Maksymalna pojemność zbiornika paliwa	60 dm^3
Masa lokomotywy	ok. 10 000 kg
Długość między zderzakami	5600 mm
Wysokość od główki szyny	1650 mm
Rozstaw torów	S = 450÷900 mm
Szerokość lokomotywy „A”	do s ≤ 750 A = 1100 mm dla s = 785 A = 1135 mm dla s = 900 A = 1250 mm

Restrukturyzacja przemysłu węglowego przeprowadzona w latach 90-tych XX wieku, spowodowała ograniczenie zapotrzebowania na nowe maszyny górnicze. Na rynku pojawiło się sporo maszyn z likwidowanych kopalń lub ich oddziałów, zaspakajając potrzeby funkcjonujących zakładów wydobywczych. Jednoczesne otwarcie rynku krajowego dla dostawców zagranicznych spowodowało napływ maszyn z zagranicy.

Nowe, krajowe rozwiązania lokomotyw spalinowych dla górnictwa węgla kamiennego powstały po 2005 roku.

3.5. Lokomotywa Lds-100K-EM

W 2005 roku w KOMAG-u podjęto prace nad lokomotywą dołową spalinową przeznaczoną do pracy w wyrobiskach podziemnych niezagrożonych wybuchem gazu lub/i pyłu palnego np. w kopalniach węgla kamiennego w pomieszczeniach z trakcją elektryczną, w kopalniach rud miedzi, w kopalniach soli itp. Konstrukcja takiej lokomotywy nie musiała spełniać wymogów ognioszczelności, powinna była jednak cechować się odpornością na działanie czynników szkodliwych występujących w miejscu stosowania. Komercjalizacji rozwiązania podjęła się firma ENERGO-MECHANIK Sp. z o.o. ze Strzelec Opolskich. W tabeli 3.8 ujęto parametry trakcyjne opracowanej lokomotywy Lds-100K-EM (rys. 3.49).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Parametry trakcyjne lokomotywy Lds-100K-EM [39]

Tabela 3.8.

Siła uciągu (na haku)	do 30 kN
Maksymalna prędkość jazdy	4 m/s
Najmniejszy promień krzywizny toru (łuku)	12,5 m
Najmniejszy promień krzywizny toru - w pionie - w poziomie	 40 m 12,5 m
Pojemność zbiornika paliwa	60 dm^3
Masa lokomotywy	ok. 12 000 kg
Długość między zderzakami	6200 mm
Wysokość od główki szyny	1650 mm
Rozstaw torów	S=550÷900 mm
Szerokość lokomotywy „A”	do s ≤ 750 A = 1100 mm dla s = 785 A = 1350 mm dla s = 900 A = 1250 mm

Rys. 3.49. Lokomotywa Lds-100K-EM [39]

Konstrukcję układu napędowego oparto na rozwiązaniach znanych z lokomotywy Lds-100, wykorzystując dostępne na rynku nowocześniejsze w tym czasie komponenty, w tym silnik spalinowy, przekładnię hydrokinetyczną i przekładnię rewersyjną. Jako jednostkę napędową zastosowano turbodoładowany silnik wysokoprężny typu 4BTAA3.9 firmy CUMMINS, którego dane ujęto w tabeli 3.9.

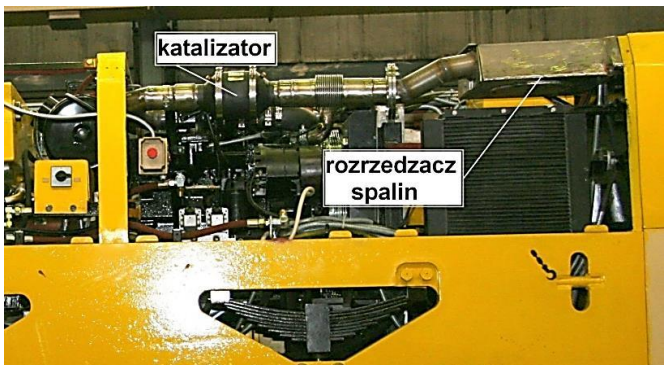
Dane techniczne silnika 4BTAA3.9 [39]

Tabela 3.9.

Typ silnika	4BTAA3.9 wersja FR91165
Rodzaj silnika	wysokoprężny z turbodoładowaniem
Liczba cylindrów	4
Pojemność skokowa	3,9 dm^3
Ustawienie cylindrów	rzędowe, pionowe
Moc silnika przy prędkości obrotowej n = 2200 obr./min	91 kW
Moment obrotowy dla n = 2200 obr./min	357 Nm
Masa	340 kg

Open Access (CC BY-NC 4.0)

W konstrukcji lokomotywy Lds-100K-EM wprowadzono wiele nowych rozwiązań, między innymi: w układzie wylotowym zastosowano katalizator i rozrzedzacz spalin (rys. 3.50), a w układzie hamulcowym zastosowano oryginalne rozwiązanie hamulca awaryjno-postojowego bazujące na hamulcu wielopłytkowym. Hamowanie manewrowe zrealizowano w sposób hydrauliczny ze sterownikiem proporcjonalnym, a do zwalczania potencjalnego pożaru lokomotywy zastosowano automatyczny układ gaśniczy (rys. 3.51) firmy ANSUL, z autonomicznymi czujnikami termicznymi. Lokomotywa została również wyposażona w zespół wyłączników awaryjnych, umożliwiających zatrzymanie jej pracy zarówno w kabinie maszynisty, jak i zewnątrz.



Rys. 3.50. Katalizator i rozrzedzacz spalin [39]

Rys. 3.51. Zbiornik i centralka układu gaśniczego [24]

3.6. Lokomotywa Lds-100K-EMA

Po 2000 roku pojawiło się zapotrzebowanie na części zamienne dla eksploatowanych lokomotyw typu Lds-100, a nieco później na nowe lokomotywy w wersji przeciwwybuchowej (ognioszczelnej). Remontów oraz produkcji części zamiennych do znajdujących się jeszcze w eksploatacji lokomotyw Lds-100, w oparciu o dokumentację KOMAG-u, podjęła się firma HELLFEIER Sp. z o.o., natomiast uruchomieniem produkcji nowych lokomotyw

Open Access (CC BY-NC 4.0)

zainteresowała się firma ENERGO-MECHANIK Sp. z o.o., z którą w 2006 roku zawarto umowę obejmującą komercjalizację opracowanego w KOMAG-u rozwiązania lokomotywy typu Lds-100K-EM, przedstawionej w p. 3.5.

Doświadczenia nabyte przez specjalistów KOMAG-u przy opracowaniu i wdrożeniu ciągnika SKZ-81 (rozdz. 5.2) oraz lokomotywy Lds-100K-EM, wykorzystano podczas opracowania kolejnego rozwiązania przeznaczonego do eksploatacji w kopalniach węgla kamiennego. W lokomotywie o symbolu Lds-100K-EMA (rys. 3.52), której podstawowe parametry ujęto w tabeli 3.10, zaimplementowano wysokoprężny silnik w wykonaniu morskim tj. z turbosprężarką i kolektorem wylotowym chłodzonym wodą, typu D5AT firmy VOLVO PENTA (rys. 3.53). Podstawowe parametry silnika podano w tabeli 3.11, a jego charakterystykę (moc N_e, moment M_e i jednostkowe zużycie paliwa q_e w funkcji prędkości obrotowej) przedstawiono na rysunku 3.54. Podobnie jak w lokomotywie Lds-100, zastosowano układ mechanicznej transmisji momentu obrotowego z silnika na koła jezdne, z przekładnią hydrokinetyczną (rys. 3.55).

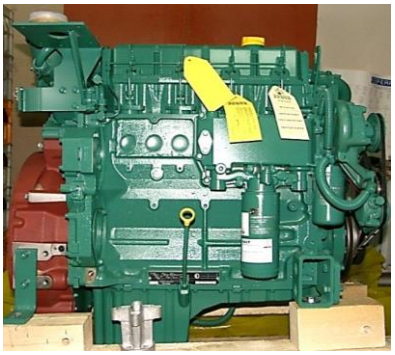
Rys. 3.52. Lokomotywa dołowa spalinowa Lds-100K-EMA [24, 34]

Podstawowe dane techniczne lokomotywy Lds-100K-EMA [39, 40]

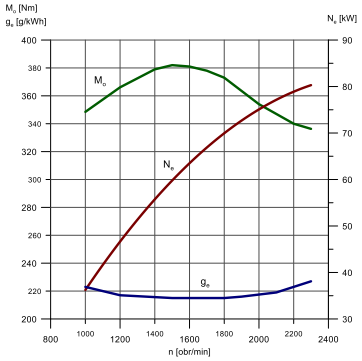
Tabela 3.10.

Siła uciągu (na haku)	do 42 kN
Maksymalna moc silnika	do 102 kW
Maksymalna prędkość jazdy	do 5 m/s maks. 4 m/s na zakrętach
Zalecany minimalny promień krzywizny toru	12,5 m
Pojemność zbiornika paliwa	około 60 dm^3
Maksymalna masa lokomotywy	do 15 000 kg±10%
Długość między zderzakami	6000 lub 6250 mm
Długość bez zderzaków	5410 lub 5660 mm
Wysokość od główki szyny	1600 lub 1650 mm
Rozstaw torów	S = 550÷900 mm
Szerokość lokomotywy A	do s ≤ 750 A = 1100 mm dla s = 785 A = 1135 mm dla s = 900 A = 1250 mm

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 3.53. Silnik VOLVO PENTA D5AT [41]

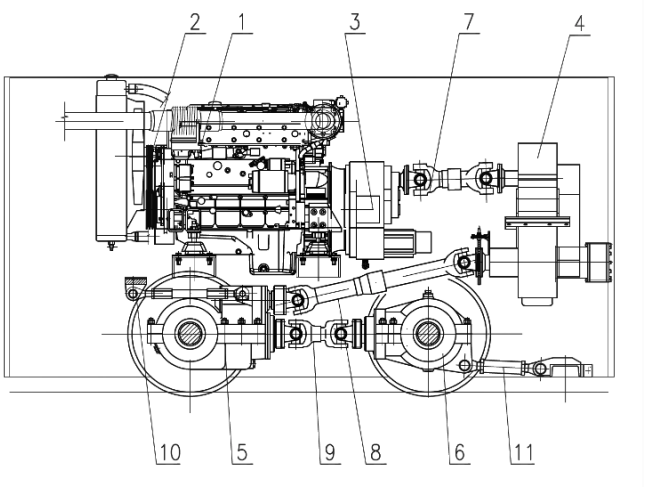


Rys. 3.54. Charakterystyka silnika VOLVO PENTA D5AT [41]

Dane techniczne silnika spalinowego D5AT [39, 41]

Tabela. 3.11.

Typ silnika	D5AT
Rodzaj silnika	wysokoprężny z turbodoładowaniem
Liczba cylindrów	4
Pojemność skokowa	4,75 dm^3
Ustawienie cylindrów	rzędowe, pionowe
Maksymalna moc silnika (przy 2300 obr./min)	81 kW
Masa silnika	500 kg



Rys. 3.55. Układ napędowy lokomotywy Lds-100K-EMA [34, 39]

1 - silnik spalinowy, 2 - układ chłodzenia, 3 - przekładnia hydrokinetyczna (zmiennik momentu), 4 - przekładnia rewersyjna, 5 - przekładnia kątowa przednia, 6 - przekładnia kątowa tylna, 7, 8, 9 - wały napędowe, 10 - ramię reakcyjne górne, 11- ramię reakcyjne dolne

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Sterowanie obrotami silnika, prędkością jazdy, hamowaniem, wyborem kierunku jazdy oraz załączanie piasecznic zrealizowano na drodze elektrohydraulicznej, z wykorzystaniem układu firmy ELSTA (rozdz. 4.3.1). Widok kabiny maszynisty pokazano na rysunku 3.56.

Rys. 3.56. Rozmieszczenie elementów sterujących i wskaźników w kabinie lokomotywy Lds-100K-EMA [39]

W lokomotywie Lds-100K-EMA (podobnie jak w Lds-100M – rozdz. 3.4) zastosowano rozruch hydrauliczny.

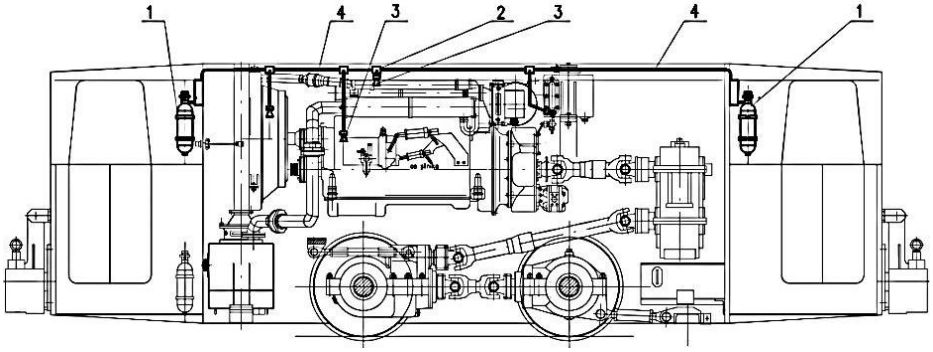
W celu spełnienia obowiązujących wymagań, opracowano nowe rozwiązanie ognioszczelnego układu dolotowo-wylotowego. Zrezygnowano z wtrysku wody do układu wylotowego na rzecz chłodzenia przewodu wylotowego spalin tzw. płaszczem wodnym (rys. 3.57).

Rys. 3.57. Przewód wylotu spalin z płaszczem wodnym [24]

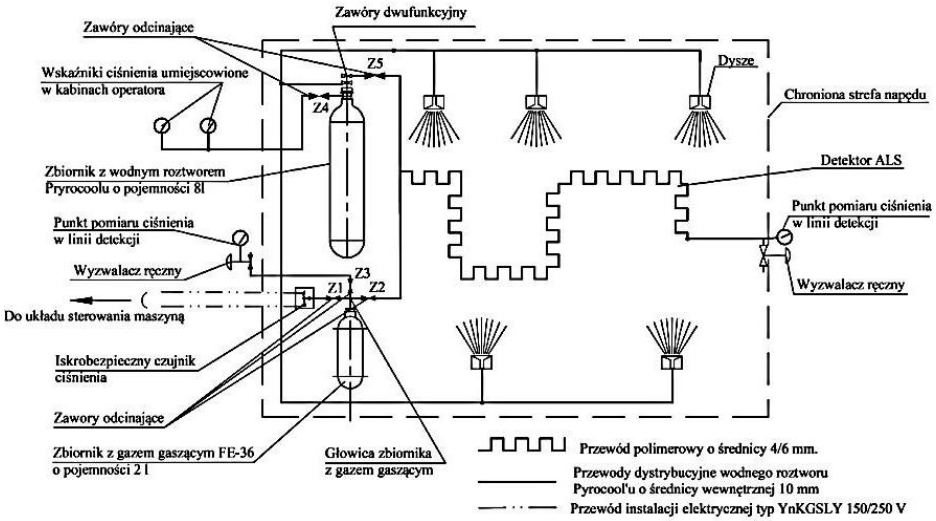
Zespoły kolektora wylotowego, turbosprężarki oraz przewodu wylotowego, łączącego silnik z płuczką wodną, chłodzono wodą z układu chłodzenia silnika. W części dolotowej i wylotowej zastosowano płytkowe przerywacze płomieni (rys. 3.23). W lokomotywie Lds-100K-EMA zastosowano system nadzoru i sterowania firmy ELSTA (rozdz. 4.3.1). Układ kontrolował poprawność pracy napędu spalinowego, jak również „sprawność” działania maszynisty.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

W miejsce dotychczas stosowanej instalacji gaśniczej w lokomotywie Lds-100 (rys. 3.58), polegającej na doprowadzeniu, metalowymi przewodami, do dysz dwutlenku węgla (CO_2) z butli znajdujących się w kabinach (po odkręceniu zaworu przez maszynistę) zastosowano instalację gaśniczą typu IM/Pyrocool/GW, opracowaną i produkowaną przez Firmę Innowacyjno-Wdrożeniową ELEKTRON s.c. (rys. 3.59 i 3.60).



Rys. 3.58. Instalacja gaśnicza w lokomotywie Lds-100 [27]
1 – butla z CO_2, 2 – trójnik, 3 – dysza, 4 – przewody metalowe

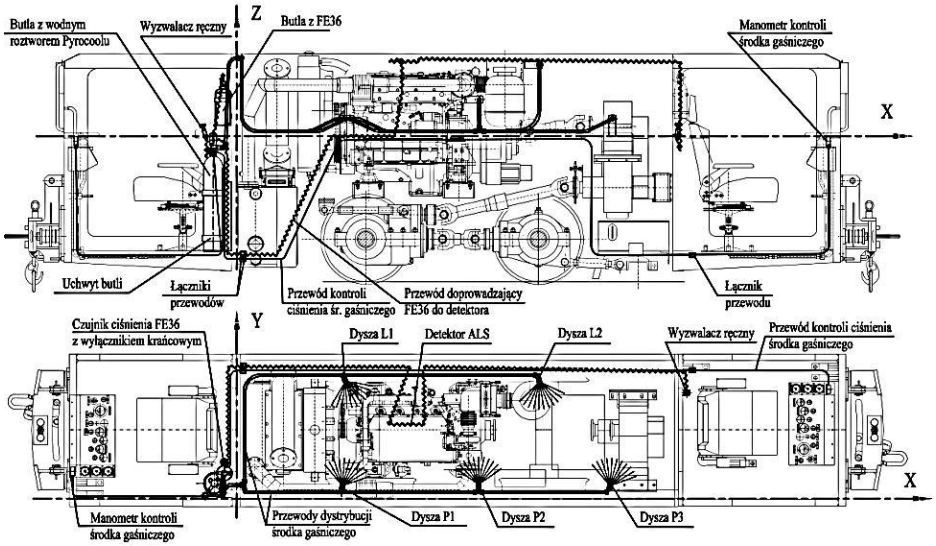


Rys. 3.59. Schemat instalacji gaśniczej typu IM/Pyrocool/GW [42]

Instalacja składa się z trzech podstawowych układów [42]:

- układu detekcji, pełniącego również rolę układu I etapu gaszenia,
- układu wykonawczego (II etap gaszenia),
- układu sygnalizacji i alarmowania.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 3.60. Rozmieszczenie elementów instalacji gaśniczej typu IM/Pyrocool/GW w lokomotywie Lds-100K-EMA [42]

Podstawowe elementy układu detekcji (rys. 3.59) to [42]:

- detektor - przewód polimerowy (w oplocie stalowym),
- zbiornik (butla) o pojemności 2 dm^3 z gazem Fe-36 oraz wypychającym go azotem sprężonym do ciśnienia maks. 1,5 MPa,
- głowica zbiornika z zamontowanymi zaworami odcinającymi,
- przyciski wyzwalania ręcznego wraz z przynależnymi manometrami,
- przewody hydrauliczne, trójniki i złączki.

W skład układu wykonawczego wchodzą (rys. 3.59) [42]:

- zbiornik (butla) o pojemności 8 dm^3 zawierająca wodny 3% roztwór środka gaśniczego Pyrocool oraz azot pod ciśnieniem 4,5 - 6 MPa, którego zadaniem jest wypchnięcie (w przypadku pożaru) ze zbiornika środka gaśniczego i skierowanie go poprzez przewody do dysz rozpylających, w celu ugaszenia pożaru (przykładowe miejsca to: alternator, pompa paliwowa, zawór odcinający dopływ paliwa, zbiornik oleju, zbiornik paliwa, paski klinowe),
- zawór dwufunkcyjny (zabudowany na ww. zbiorniku),
- dysze gaśnicze (maks. 5 dysz),
- przewody hydrauliczne, trójniki i złączki.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Uruchomienie instalacji możliwe jest na dwa sposoby [42]:

- automatycznie – w przypadku pęknięcia detekcyjnego przewodu polimerowego wskutek wzrostu temperatury oddziaływującej na detektor do wartości 120°C (np. wskutek powstania pożaru w przedziale napędowym lokomotywy),
- ręcznie – po wciśnięciu przycisku wyzwalania ręcznego.

W przypadku spadku ciśnienia w układzie detekcji poniżej wartości 1,2 MPa, włączony w obwód sterowania silnika spalinowego styk elektryczny iskrobezpiecznego czujnika ciśnienia, przerywa obwód elektryczny powodując wyłączenie silnika spalinowego. Wartość ciśnienia w układzie detekcji jest wskazywana na manometrach przynależnych do przycisków wyzwalania ręcznego instalacji gaśniczej. W kabinach lokomotywy umiejscowione są wskaźniki ciśnienia w zbiorniku układu wykonawczego (zawierającego środek gaśniczy Pyrocool) [42].

Rozwiązanie lokomotywy Lds-100K-EMA ciągle doskonalono. W związku z zakończeniem produkcji silnika typu D5AT do jej napędu zastosowano silnik BF4M1013M firmy DEUTZ, którego dane ujęto w tabeli 3.12.

Dane techniczne silnika spalinowego BF4M1013M

Tabela. 3.12.

Typ silnika	BF4M1013M
Rodzaj silnika	wysokoprężny z turbodoładowaniem
Liczba cylindrów/ Pojemność skokowa	4/4,75 dm^3
Maksymalna moc silnika	do 102 kW
Zużycie paliwa dla n = 1900 obr./min	216 g/kWh (średnio 16 l/h)
Zużycie oleju smarującego	około 0,3% zużycia paliwa
Masa silnika	500 kg

W wyniku uwag użytkowników wprowadzono odmiany lokomotyw różniące się długością (6000 mm lub 6250 mm), masą (12 Mg lub 15 Mg) i siłą uciągu (38 kN lub 42 kN). W tabeli 3.13 ujęto podstawowe dane odmian lokomotywy typu Lds-100K-EMA. Do 2015 r. wdrożono w kopalniach 24 lokomotywy tego typu.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

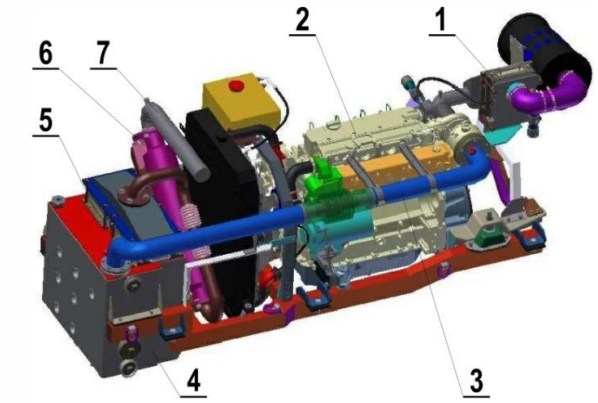
Podstawowe dane odmian lokomotywy Lds-100K-EMA [23]

Tabela 3.13.

Lp.	Długość całkowita	Wysokość od główki szyny	Długość kabiny	Szerokość	Masa	Siła pociągowa
1.	6000 mm	1600 mm	1105 mm	1100 mm dla toru do 750 mm 1138 mm dla toru 785 mm 1250 mm dla toru 900 mm	do 12 Mg	do 38 kN
2.		1600 mm	1085 mm		do 15 Mg	do 42 kN
3.		1650 mm	1105 mm		do 12 Mg	do 38 kN
4.		1650 mm	1085 mm		do 15 Mg	do 42 kN
5.	6250 mm	1600 mm	1210 mm		do 12 Mg	do 38 kN
6.		1600 mm	1210 mm		do 15 Mg	do 42 kN
7.		1650 mm	1210 mm		do 12 Mg	do 38 kN
8.		1650 mm	1210 mm		do 15 Mg	do 42 kN

3.7. Lokomotywa Lds-100K-EMA/H

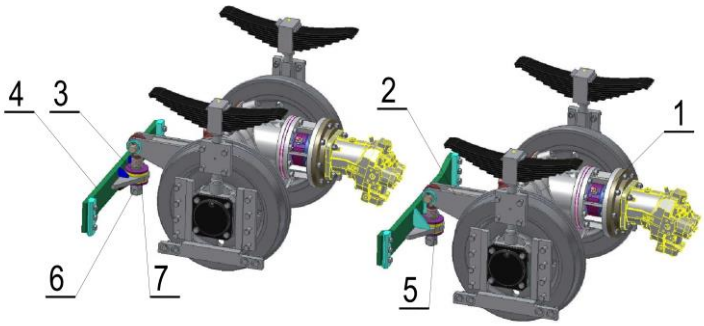
W 2012 roku, specjaliści KOMAG-u i firmy ENERGO-MECHANIK Sp. z o.o., wychodząc naprzeciw oczekiwaniom użytkowników, zrealizowali projekt lokomotywy dołowej spalinowej z hydrauliczną transmisją momentu obrotowego z silnika spalinowego na koła jezdne oznaczając ją jako Lds-100K-EMA/H. Wyglądem zewnętrznym lokomotywa ta nie różniła się od lokomotywy Lds-100K-EMA, również typ silnika spalinowego pozostał bez zmian. Jednak zespoły wewnętrzne zostały całkowicie przekonstruowane. Silnik wraz z układem dolotowo-wylotowym został umieszczony na osobnej ramie (rys. 3.61). Silnik spalinowy napędzał zespół pomp, które zasilały moduły napędowe złożone z silnika hydraulicznego, przekładni kątowej i zestawu kołowego (rys. 3.62).



Rys. 3.61. Układ dolotowo-wylotowy silnika spalinowego lokomotywy Lds-100K-EMA/H [34]

1 - dolotowy przerywacz płomieni, 2 - silnik spalinowy, 3 - przewód wylotowy, 4 - płuczka wodna, 5 - wylotowy przerywacz płomieni, 6 - iskrochron, 7 - rozrzedzacz spalin

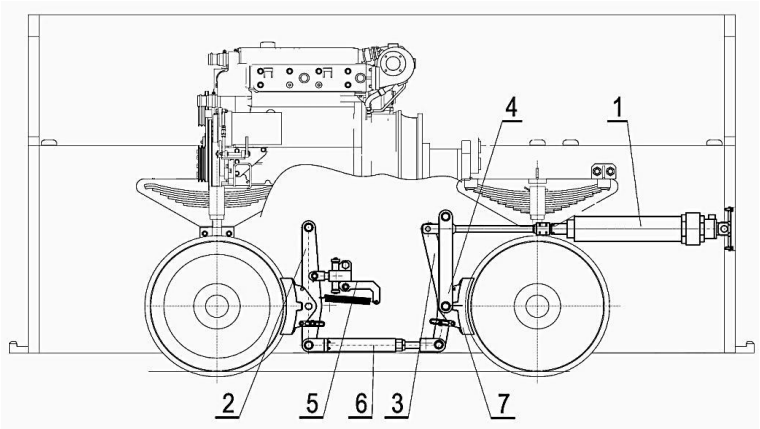
Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 3.62. Moduły napędowe lokomotywy Lds-100K-EMA/H [44]

1 - silnik hydrauliczny, 2 - ramię reakcyjne, 3 - amortyzator, 4 - belka mocująca, 5 - śruba regulacyjna

Opracowano również nowy układ hamulca awaryjno-postojowego, którego napęd stanowiła bateria sprężyn talerzowych (rys. 3.63).



Rys. 3.63. Układ hamulca awaryjno-postojowego lokomotywy Lds-100K-EMA/H [45]

1 - siłownik hamulcowy, 2 - dźwignia lewa, 3 - dźwignia prawa, 4 - wieszak klocka, 5 - ustawiacz dźwigni, 6 - cięgło dolne, 7 - klocek hamulcowy

Sterowanie pracą lokomotywy zrealizowano na drodze elektrohydraulicznej, przy czym sterowanie prędkością jazdy na drodze hydraulicznej.

3.8. Lokomotywa PIOMA LDS 80

W oparciu o agregat spalinowo-hydrauliczny (rys. 3.64) do kolei podwieszonej z ciągnikiem spalinowym PIOMA CS 80, (rozdz. 4.3), specjaliści KOMAG-u we współpracy z konstruktorami FMG PIOMA S.A., w 2005 roku, opracowali nowatorskie rozwiązanie lokomotywy spalinowej do kopalnianej kolei podziemnej o symbolu PIOMA LDS 80 (rys. 3.65). Podstawowe jej dane techniczne ujęto w tabeli 3.14.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 3.64. Agregat spalinowo-hydrauliczny ciągnika PIOMA CS 80 [46]

Rys. 3.65. Lokomotywa PIOMA LDS 80 [46, 47, 48, 49]

Parametry techniczne lokomotywy PIOMA LDS 80 [47]

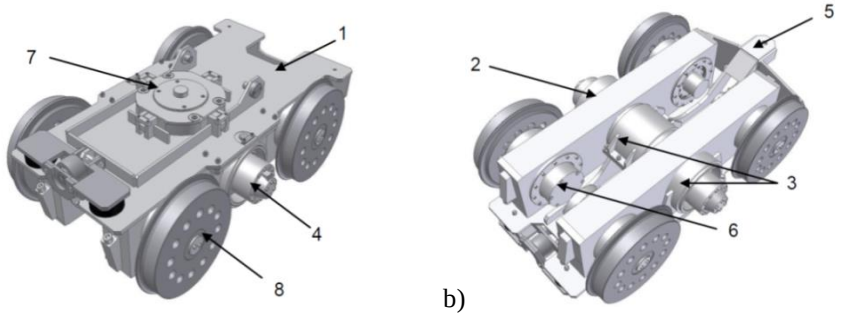
Tabela 3.14.

Siła uciągu (na haku)	do 43 kN
Maksymalna moc silnika	81 kW
Maksymalna prędkość jazdy	do 4,3 m/s
Zalecany minimalny promień krzywizny toru	12 m
Maksymalna masa lokomotywy	16 000 kg
Wysokość od główki szyny	1600 lub 1650 mm
Rozstaw torów	S = 650÷900 mm

Trójbryłową konstrukcję lokomotywy oparto o innowacyjne rozwiązanie wózków napędowych (rys. 3.66), na których wspiera się za pośrednictwem specjalnych sań, agregat spalinowo–hydrauliczny oraz kabiny operatora: przednia i tylna. Do napędu agregatu hydraulicznego wykorzystano silnik spalinowy D5AT VOLVO PENTA (rozdział 3.6). Zastosowano odmienny od tradycyjnego sposób przeniesienia napędu na koła. W tradycyjnych rozwiązaniach, stosowane są zestawy kołowe, których cechą jest połączenie kół

Open Access (CC BY-NC 4.0)

sztywną osią, co powoduje powstawanie poślizgów na łukach torowisk (zwłaszcza o małym promieniu), skutkujących zmniejszeniem siły uciągu. W nowych wózkach napędowych lokomotywy PIOMA LDS 80 koła przyporządkowano odrębnie szynie prawej i lewej, a niezależny ich napęd silnikami hydraulicznymi sprawił, że prędkości kół po jednej i drugiej stronie lokomotywy mogą osiągać różne wartości. Umożliwiło to dostosowanie prędkości kół do promieni szyn na zakrętach, eliminując poślizg i zwiększając efektywność generowanej siły uciągu.



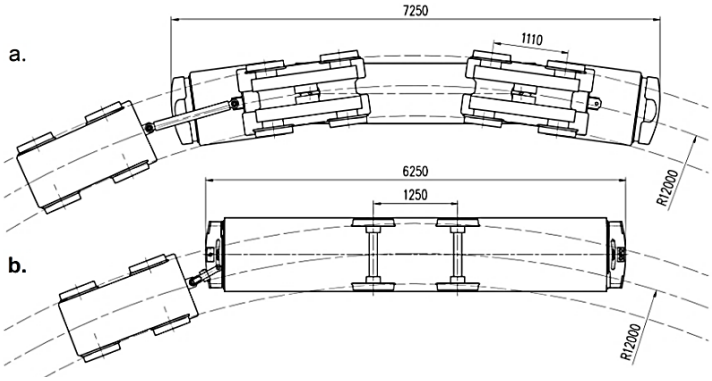
a) b)

Rys. 3.66. Wózek napędowy lokomotywy PIOMA LDS 80 [48, 49]
a) widok z góry, b) widok z dołu

W ramie (poz. 1) wózka napędowego (rys. 3.66) za pomocą przynależnych do niej tulei (poz. 3), osadzono wahliwie dwie wzdłużne przekładnie (poz. 2), o identycznej budowie. Silniki hydrauliczne (poz. 4) napędzające koła jezdne poprzez ww. przekładnie (poz. 2) przyporządkowano danej szynie (lewej lub prawej). Wbudowane w przekładniach hamulce wielopłytkowe (poz. 6) pełniły rolę hamulców awaryjno-postojowych maszyny. Zadawanie prędkości i hamowanie manewrowe zrealizowano poprzez układ hydrauliczny lokomotywy. Ważna cecha wózków napędowych to wahliwe osadzenie przekładni, zapewniające przyleganie kół do szyn, bez względu na występujące, zwłaszcza w warunkach kopalń, nierówności toru. Ponadto zagwarantowano niemal równy rozdział siły nacisku każdego z kół, bez względu na wielkość pionowych nierówności torowiska. W górnej części ramy zabudowano obrotnicę (poz. 7) służącą do zamocowania sań przedziału silnikowego. Z jednej strony ramę wózka napędowego (poz. 1) wyposażono w zaczep (poz. 5) służący do zamocowania zespołu sprzęgającego do łączenia z transportowanymi wozami. Trójbryłowa postać lokomotywy PIOMA LDS 80, z zamocowanymi obrotowo, względem wózków napędowych, saniami przedziału silnikowego, przyczynia się do elastycznego wpisywania się jej w zakręty i zmniejszenia tzw. zachodzenia w stosunku do lokomotyw jednobryłowych (rys. 3.67).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Umieszczony w ciągniku podwieszonym PIOMA CS 80 na oddzielnym wózku układ chłodzenia oleju hydraulicznego, zamontowano pod przedziałem silnikowym.



Rys. 3.67. Porównanie układu lokomotyw na zakręcie [46, 49]
a) lokomotywa PIOMA LDS 80, b) lokomotywa jednobryłowa

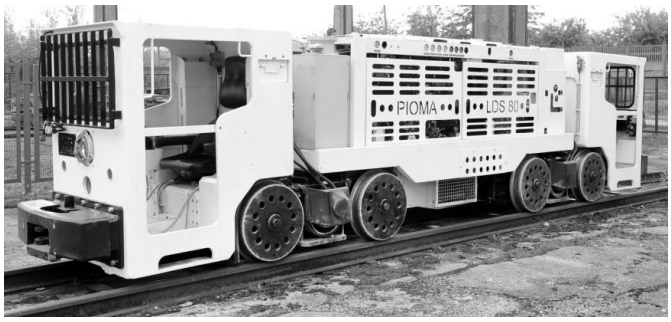
Tak jak w ciągniku CS 80 kolejki podwieszonej (rozdz. 4.3), sterowanie lokomotywy zrealizowano w sposób elektrohydrauliczny, a jej prawidłową pracę monitorowano za pomocą mikroprocesorowego układu diagnostycznego, sygnalizującego operatorowi aktualny stan pracy, za pomocą umieszczanych w kabinach wyświetlaczy (rys. 3.68).

Rys. 3.68. Rozmieszczenie urządzeń sterujących i wyświetlacza
w kabinie lokomotywy PIOMA LDS 80 [47]

Pierwsze egzemplarze lokomotywy PIOMA LDS 80 zostały wdrożone w LW Bogdanka. Lokomotywa była także przedmiotem eksportu.

Obecnie FAMUR S.A., w wyniku przeprowadzonej w 2016 r. modernizacji, oferuje lokomotywę PIOMA LDS 80 (rys. 3.69) o parametrach ujętych w tabeli 3.14, z zastosowaniem agregatu z ciągnika CSP do kolejki podwieszonej (rozdz. 4.3.1), w którym zastosowano silnik spalinowy BF4M1013M firmy DEUTZ (rozdz. 3.6).

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 3.69. Lokomotywa PIOMA LDS 80 (wykonanie 2016) [50]

3.9. Lokomotywy typu UIK

Krajowym producentem lokomotyw spalinowych przeznaczonych do eksploatacji w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla kamiennego, potencjalnie zagrożonych wybuchem jest firma URZĄDZENIA I KONSTRUKCJE Sp. z o.o. w Żorach. Specjaliści tej firmy opracowali dwa rozwiązania lokomotyw dołowych: o symbolu UIK-GLS-150 oraz o symbolu UIK-SMARTLOC-36.

3.9.1. Lokomotywa UIK-GLS-150

W 2012 roku firma URZĄDZENIA I KONSTRUKCJE S.A. (dalej UIK) wdrożyła do produkcji i stosowania w podziemiach kopalń lokomotywę górniczą dołową spalinową o symbolu UIK-GLS-150. Do jej napędu zastosowano, przystosowany przez UIK do wymagań górniczych, silnik John Deere 6068TFM75 o mocy 150 kW, którego dane ujęto w tabeli 3.15 [51].

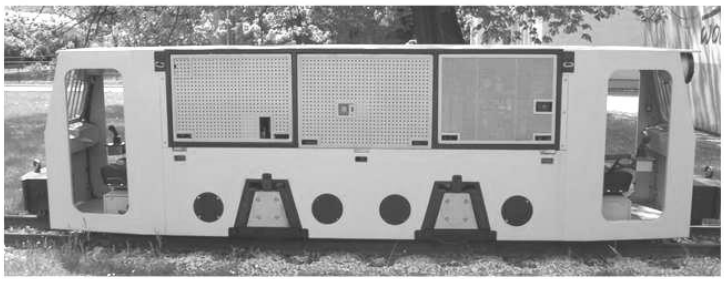
Dane techniczne silnika spalinowego John Deere 6068 TFM75 [51]

Tabela 3.15.

Typ silnika	John Deere 6068TFM75-M3
Rodzaj silnika	wysokoprężny z turbodoładowaniem
Liczba cylindrów/Pojemność skokowa	6/6,8 dm^3
Maksymalna moc silnika	150 kW
Maksymalna prędkość obrotowa	2600 obr./min
Moment obrotowy dla n = 2000 obr./min	693 Nm
Masa silnika	730 kg

Lokomotywa UIK-GLS-150 przeznaczona jest do pracy w podziemiach zakładów górniczych zagrożonych wybuchem metanu oraz pyłu węglowego. Jej głównym zadaniem jest transport podziemny osób oraz urobku po torach o rozstawie 550-900 mm, o maksymalnym nachyleniu 70‰, na każdym poziomie wyrobisk górniczych, łącznie z tymi najgłębszymi, gdzie warunki pracy są zdecydowanie trudniejsze [49]. Po pierwszym okresie eksploatacji, lokomotywa została poddana modernizacji uwzględniającej uwagi użytkowników. Otrzymała ona symbol UIK-GLS150-A (rys. 3.70).

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 3.70. Lokomotywa typu UIK-GLS150-A [51]

Lokomotywa składa się z korpusu, który stanowi konstrukcję spawaną wykonaną z odpowiednio ukształtowanych blach, do której za pomocą śrub przymocowane są dwie niezależne kabiny maszynisty. Spalinowy silnik lokomotywy z hydrostatycznym przeniesieniem napędu został umiejscowiony w korpusie maszynowym pomiędzy obiema kabinami. Urządzenie napędzane jest przez sześciocylindrowy rzędowy silnik wysokoprężny John Deere typu 6068 TFM75 z elektroniczną pompą wtryskową, wyposażony w oddzielny układ schładzania spalin (suchy).

Przeniesienie napędu na przekładnie odbywa się za pomocą pompy hydraulicznej oraz dwóch niezależnych silników hydraulicznych firmy BOSCH REXROTH. Maszyna została również wyposażona w elektroniczno-hydrauliczny układ mający na celu wyrównanie prędkości obrotowych osi napędowych. Dodatkowo w urządzeniu zastosowano system bezpieczeństwa, który w znacznym stopniu przyczynia się do podwyższenia standardu bezpiecznego eksploatowania przedmiotowej lokomotywy. Jego podstawowym zadaniem jest monitorowanie wszystkich parametrów pracy lokomotywy oraz ich archiwizacja. W tabeli 3.16 ujęto parametry techniczne lokomotywy UIK-GLS150-A [50].

Parametry techniczne lokomotywy UIK-GLS150-A [51]

Tabela 3.16.

Siła uciągu (na haku)	do 45 kN
Typ silnika	UiK 6TD150/G2 - E (John Deere 6068 TFM75)
Maksymalna moc silnika	150 kW
Maksymalna prędkość jazdy	5 m/h (18 km/h)
Minimalny promień krzywizny toru	12 m
Maksymalna masa lokomotywy	13÷15,5 Mg
Długość całkowita	6000÷6200 mm
Szerokość	1100÷1350 mm
Wysokość od główki szyny	1600÷1650 mm
Rozstaw torów	550÷900 mm
Przeniesienie napędu	hydrauliczne
Maksymalna zawartość tlenku węgla (CO) w spalinach	290 ppm

Open Access (CC BY-NC 4.0)

3.9.2. Lokomotywa UIK-SMARTLOC-36

Lokomotywa spalinowa torowa typu UIK-SMARTLOC-36 (rys. 3.71) spełnia wymagania obowiązujących dyrektyw i może być eksploatowana w podziemnych zakładach górniczych, w polach niemetanowych i metanowych, w wyrobiskach zaliczonych do stopnia „a”, „b” lub „c” niebezpieczeństwa wybuchu metanu przy koncentracji metanu do 1,5% oraz klasy A lub B zagrożenia wybuchem pyłu węglowego. W tabeli 3.17 ujęto parametry techniczne tej lokomotywy.

Parametry techniczne lokomotywy UIK-SMARTLOC-36 [51]

Tabela 3.17.

Siła uciągu (na haku)	25 kN ± 5%
Typ silnika	UIK-JD3029D-Ex
Maksymalna moc silnika	36 kW
Maksymalna prędkość jazdy	do 18 km/h
Przeniesienie napędu	hydrostatyczne (bezprzekładniowe)
Układ schładzania spalin	„suchy” wymiennik ciepła
Zalecany minimalny promień krzywizny toru	8 m
Maks. nachylenie toru	70 ‰ (4°)
Rozstaw torów	S = 550÷900 mm
Długość całkowita	5000 mm
Długość części silnikowej	2200 mm
Szerokość	1100 mm (dla S = 550÷750 mm)
	1300 mm (dla S = 760÷900 mm)
Wysokość od główki szyny	1600 mm
Rozstaw osi	1250 mm
Średnica koła	680 mm
Masa lokomotywy	9000 kg ± 5%
Średnie zużycie paliwa	11 dm^3/mtg
Pojemność zbiornika paliwa	90 dm^3
Temperatura eksploatacyjna	0÷40°C

Rozwiązania techniczne lokomotywy UIK-SMARTLOC-36 wzorowano na lokomotywie UIK-GLS150-A z uwzględnieniem wykorzystania silnika o znacznie mniejszej mocy, a co za tym idzie zmniejszenia masy i gabarytów.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 3.71. Lokomotywa typu UIK-SMARTLOC-36 [51]

W układzie napędowym lokomotywy zastosowano przystosowany przez UiK do wymagań górniczych, silnik John Deere o symbolu UIK-JD3029D-Ex. Dane silnika fabrycznego ujęto w tabeli 3.18 [51].

Dane techniczne silnika spalinowego John Deere 3029D [51]

Tabela 3.18.

Typ silnika	John Deere JD3029D
Rodzaj silnika	wysokoprężny z turbodoładowaniem
Liczba cylindrów/ Pojemność skokowa	3/2,9 dm^3
Maksymalna moc silnika	36 kW
Prędkość obrotowa maksymalna	2500 obr.min
Masa silnika	317 kg

3.10. Lokomotywy typu DH

Wiodącym krajem w Europie Środkowej, w rozwoju maszyn transportowych z napędem spalinowym do podziemnych wyrobisk kopalń węgla kamiennego, była Czechosłowacja. Pod koniec lat osiemdziesiątych XX wieku w kopalniach tego kraju eksploatowano łącznie około 600 lokomotyw kopalnianej kolei podziemnej oraz ciągników do kolejek podwieszonych rodzimej produkcji. Aktualnie słowackim producentem lokomotyw spalinowych do kopalnianej kolei podziemnej jest firma PHS STROJARNE S.A., rozwijająca ich konstrukcje od 1969 roku. W wyniku wieloletnich doświadczeń opracowano i wdrożono do produkcji dziewięć tego typu maszyn o masie od 5 do 15 Mg i mocach silników spalinowych od 43 do 130 kW. Przykładowe rozwiązania przedstawiono na rysunkach 3.72 i 3.73 a ich podstawowe dane ujęto w tabeli 3.19.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Podstawowe dane lokomotyw typu DH produkcji PHS STROJARNE a.s. [51]

Tabela 3.19.

Typ lokomotywy		DH 35.1	DH 70D3	DH 70D3.1	DH 70D3.2	DH 70D3.3	DH 70D3.4	DH 90D3.3	DH 100D1	DH 100D1.1
Siła uciągu	kN	20	30	28 ÷ 30	30	31 ÷34	31	34	40	40
Maksymalna moc silnika	kN	43	63	90	93	93	93	93	93	130
Typ silnika (producent)		John Deere	John Deere	John Deere TURBO	John Deere TURBO	Deutz	John Deere	Deutz	John Deere	John Deere
Maksymalna prędkość	m/s	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Szerokość toru	mm	550 ÷ 620	560 ÷ 900	560 ÷ 900	580 ÷ 900	750 ÷ 900	750	750	600 ÷ 900	600 ÷ 900
Minimalny promień toru	m	10	12	12	12	15	12	15	15	15
Odległość osi	mm	1150	1150	1150	1150	1250	1250	1250	1450	1450
Średnica koła	mm	450	550	550	550	630	550	550	550	550
Długość całkowita	mm	4680	5500	5500	5200 ÷ 5500	5700	5680	5700	5900	5900
Długość części silnikowej	mm	2280	2900	2900	2600 ÷2900	3000	2900	3000	3300	3300
Szerokość	mm	600-1250	1000-1300	1000-1300	1000-1300	1200-1300	1300	1200	1150-1310	1150-1310
Wysokość od dolnej półki szyny	mm	1500	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1650	1650
Masa lokomotywy	Mg	7 ÷ 8	10 ÷ 12	10 ÷ 12	10 ÷ 12	12	12 ÷ 12,5	13	14,5 ÷ 16	14,5 ÷ 16

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 3.72. Lokomotywa DH 35D.2 [52] Rys. 3.73. Lokomotywa DH 70D.3.3 [52]

Moment obrotowy z silnika spalinowego do przekładni zamontowanej na jednej z osi zestawu kołowego przenoszony jest hydrostatycznie z zastosowaniem elementów firmy REXROTH. Przenoszenie momentu na drugą oś zrealizowano w sposób mechaniczny za pomocą wału. W zestawach kołowych zastosowano wymienne obręcze. W układzie wylotowym spalin wykorzystano tzw. mokrą płuczkę spalin. Hamowanie manewrowe lokomotywy zapewnia układ hydrostatycznego przeniesienia napędu z proporcjonalnym sterowaniem. Hamowanie postojowe i awaryjne zrealizowano w sposób mechaniczny, zapewniający bezpośrednie oddziaływanie na zestaw kołowy.

System bezpieczeństwa powoduje automatyczne zatrzymanie silnika w przypadku zaistnienia awarii, a także po przekroczeniu wartości progowych temperatury i ciśnienia, czyli parametrów decydujących o bezpieczeństwie pracy. Monolityczna konstrukcja lokomotyw posiada możliwość mechanicznego demontowania kabin, co ułatwia transport.

Lokomotywy PHS STROJARNE a.s. spełniają europejskie wymagania ujęte w stosownych dyrektywach (i normach zharmonizowanych) i mogą być bezpiecznie eksploatowane w podziemnych wyrobiskach górniczych przy stężeniu metanu do 1,5%. Znalazły one zastosowanie w kopalniach europejskich, a także w Azji.

3.11. Lokomotywy typu DLP

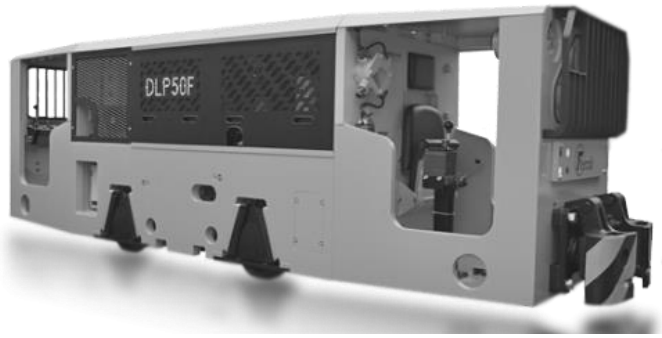
W podziemnych wyrobiskach polskich kopalń węgla kamiennego potencjalnie zagrożonych wybuchem są eksploatowane lokomotywy czeskiej firmy FERRIT s.r.o. typów: DLP50F i DLP140F.

3.11.1. Lokomotywa spalinowa typu DLP50F

Lokomotywa spalinowa torowa typu DLP50F to podstawowy model lokomotywy torowej przeznaczonej do transportu materiałów i przewozu osób po poziomych torach na powierzchni, jak i pod ziemią, w pomieszczeniach z niebezpieczeństwem wybuchu metanu i pyłu węglowego. Lokomotywa w odmianie przeznaczonej do transportu w wyrobiskach podziemnych składa

Open Access (CC BY-NC 4.0)

się z trzech podstawowych części – dwóch kabin oraz części silnikowej. Kabiny są wyposażone w układy sterowania oraz elementy kontroli i bezpieczeństwa. Sposób wykonania kabiny zapewnia dobrą widoczność trasy i bezpieczeństwo. Dane techniczne lokomotywy ujęto w tabeli 3.20, a jej widok na rysunku 3.74 [53]. Do jej napędu zastosowano silnik CUMMINS A2300F, którego podstawowe dane ujęto w tabeli 3.21.



Rys. 3.74. Lokomotywa spalinowa DLP 50F [53]

Dane techniczne lokomotywy DLP50F [53]

Tabela 3.20.

Siła uciągu (na haku)	20 kN
Typ silnika	CUMMINS A2300F
Maksymalna moc silnika	36 kW
Maksymalna prędkość jazdy	20 km/h
Układ schładzania spalin	mokra płuczka spalin
Przeniesienie napędu	hydrostatyczne
Szerokość toru	S = 550÷900 mm
Maks. nachylenie toru	35 ‰
Minimalny promień krzywizny toru	8 m
Długość całkowita	4800 mm dla S = 550÷750 mm
	4900 mm dla S = 750÷900 mm
Długość części silnikowej	2270 mm
Szerokość	1100 mm (dla S = 550÷750 mm)
	1250 mm (dla S =760÷900 mm)
Wysokość	1450 mm
Rozstaw osi	1150 mm
Średnica koła	450 mm
Masa lokomotywy	8200 kg

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Dane techniczne silnika spalinowego CUMMINS A2300F [53]

Tabela 3.21.

Typ silnika		CUMMINS A2300F
Rodzaj silnika		wysokoprężny z turbodoładowaniem
Liczba cylindrów/ Pojemność skokowa		4/2,3 dm^3
Maksymalna moc silnika		36 kW
Prędkość obrotowa biegu jałowego		900 obr./min
Masa silnika	wersja otwarta	287 kg
	wersja pełna	348 kg

3.11.2. Lokomotywa DLP140F

Lokomotywy spalinowe torowe DLP140F są przeznaczone do transportu materiałów lub osób po torach, w wyrobiskach z niebezpieczeństwem wybuchu metanu i pyłu. Lokomotywy można rozdzielić na trzy podstawowe części w celu ułatwienia transportu do podziemia kopalni - dwie kabiny oraz część silnikową. Sterowanie lokomotyw odbywa się z kabin, które są wyposażone w elementy sterowania, kontroli i bezpieczeństwa oraz w urządzenia służące do bezpiecznego sterowania. Sposób wykonania kabin umożliwia obsłudze lokomotyw dobrą widoczność trasy oraz bezpieczeństwo.

Lokomotywy są wyposażone w sześciocylindrowy silnik spalinowy John Deere 6068F (tabela 3.22) sterowany elektronicznie, z przekładnią hydrostatyczną. Silnik jest dostosowany do użytkowania w warunkach dołowych (ochrona układu ssącego i wydechowego urządzeniem uniemożliwiającym inicjację wybuchu metanu i przeniesienie metanu do niechronionej atmosfery). Spaliny są chłodzone wodą w specjalnej skrzyni wydechowej w taki sposób, by temperatura wyjściowa nie przekraczała 70°C. Silnik jest uruchamiany za pomocą rozrusznika hydraulicznego. Przeniesienie mocy na osie kół jezdnych odbywa się za pomocą hydraulicznego zestawu z automatyczną regulacją mocy przez wzajemnie połączone przekładnie mechaniczne umieszczone na osiach. Przekładnia hydrauliczna jest zabezpieczona systemem bezpośredniej regulacji silnika hydraulicznego, który reguluje moc silnika w optymalnym reżimie pracy w zależności od frekwencji i ciśnienia w układzie hydraulicznym, ogranicza ewentualne przeciążenia silnika hydraulicznego. Praca lokomotywy, jej prędkość, motogodziny, wartości ciśnienia i temperatur agregatu spalinowo-hydraulicznego, koncentracja metanu, awarie itd. są monitorowane elektronicznym systemem kontrolnym i systemem bezpieczeństwa. W przypadku przekroczenia określonych wartości lub w przypadku awarii, silnik zostanie wyłączony a lokomotywa zatrzyma się. Lokomotywa może również służyć jako źródło ciśnienia do podłączenia hydrauliki pomocniczej (np. wiertaki hydraulicznej, ręcznych urządzeń zbijających itp.). Dane techniczne lokomotywy przedstawiono w tabeli 3.23, a jej widok na rysunku 3.75.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 3.75. Lokomotywa spalinowa DLP140F [53]

Dane techniczne silnika spalinowego John Deere 6068F [53]

Tabela 3.22.

Typ silnika	John Deere 6068F
Rodzaj silnika	wysokoprężny z turbodoładowaniem
Sterowanie pompą wtryskową	elektroniczne
Liczna cylindrów/pojem. skokowa	6/6,8 dm^3
Maksymalna moc silnika	104 kW
Maksymalny moment obrotowy	596 Nm/1400
Maksymalna prędkość obrotowa	2000 obr./min
Masa silnika	608 kg

Dane techniczne lokomotywy DLP140F [53]

Tabela 3.23.

Siła uciągu (na haku)	40 kN
Typ silnika	John Deere 6068F
Maksymalna moc silnika	104 kW
Maksymalna prędkość jazdy	18 km/h
Układ schładzania spalin	mokra płuczka spalin
Przeniesienie napędu	hydrostatyczne
Szerokość toru	S = 600÷900 mm
Minimalny promień krzywizny toru	12 m
Maks. nachylenie toru	35 ‰
Długość całkowita	6000 mm
Długość części silnikowej	3200 mm
Szerokość	1150-1350*
Wysokość	1600 mm
Rozstaw osi	1450 mm
Średnica koła	550 mm
Masa lokomotywy	15500 kg

*/ w zależności od szerokości toru

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Literatura

[1] Gierlotka S.: Historia górnictwa - technika/mechanizacja/elektryfikacja. Wydanie drugie. Wydawnictwo Naukowe Śląsk. Katowice, 2017.

[2] Gierlotka S.: Transport konny w górnictwie. Hereditas Minariorum, 1, 2014. (dostęp: www.history-of-mining.pwr.wroc.pl, 06.2020 r.).

[3] Gierlotka S.: Napęd konny w kopalniach. Napędy i Sterowanie, 2013 nr 7-8.

[4] Gierlotka S.: Konie w transporcie podziemnym. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska Górniczego, 2013 nr 9.

[5] Gierlotka S.: Horse transport in mining. Przegląd Górniczy 2017 nr 8 s. 54-57.

[6] http://www.denkstroeme.de/heft-8/s_104-130_schoenfelder (dostęp: 06.2020).

[7] https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Holzbahn.JPG (dostęp: 06.2020).

[8] Gierlotka S.: Lokomotywy pneumatyczne i ich rozwój. Napędy i Sterowanie, 2013 nr 1.

[9] Gierlotka S.: Lokomotywy pneumatyczne w górnictwie. Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska Górniczego, 2013 nr 4.

[10] Gierlotka S.: Kopalniane lokomotywy pneumatyczne. Wspólne Sprawy 2013, nr 7-8.

[11] Gierlotka S.: Rozwój napędu trakcji elektrycznej w kopalniach. Przegląd Górniczy, 2005 nr 2.

[12] Gierlotka S.: Lokomotywy dołowe i ich rozwój. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 2005 nr 10.

[13] Gierlotka S.: Rozwój napędu trakcji elektrycznej w górnictwie podziemnym. Napędy i Sterowanie, 2006 nr 11.

[14] Piątek E.: Historia kopalni węgla kamiennego „Julia" [Fuchs, Biały Kamień, Thorez], (dostęp:http://www.boehmchronik.com/bergbau/julia.pdf - 06.2020 r.).

[15] Proksa E.: Dzieje przemysłu (dostęp: http://www.um.jaworzno> downloads>historia-przemysłu-2.pdf – 06.2020 r.).

[16] Bajorski J.: Zarys historii KWK „Dębieńsko" w Czerwione-Leszczynach. (dostęp:.http://www.sitg.rybnik.pl/kopalnie-zlikwidowane-w-rop/ czerwionka_leszczyny-debiensko.php - 06.2020 r.).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

[17] Historia Libiąskiego Górnictwa (dostęp: http://www.libiąż.pl/ index.php?option=18&action=articles_show&art_id=635&menu_id=429&page=276&lang=pl – 06.2020 r.).

[18] Lehrbuch der BergbaukundemitbesondererBerücksichtigung des SteinkohlenbergbauesSprongerVerlag Berlin Heidelberg 1943.

[19] Pokropiński B. Lokomotywy spalinowe produkcji polskiej. WKŁ Warszawa, 2009.

[20] Tylenda R., Brzezina P., Guz D., Dutkiewicz A.: Pożar na kopalni „Abwehr" dnia 10.01.1923 r. (dostęp: http://www.zabrze-aplus.pl/45-goacuternikoacutew-kopalni-mikulczyce.html - 06.2020 r.).

[21] Mitręga J. [red]: Rozwój mechanizacji robót podziemnych w kopalniach węgla kamiennego w PRL. Wydawnictwo Śląsk, Katowice, 1967.

[22] Pieczora E.: Prace prowadzone przez CMG KOMAG w zakresie dołowych i powierzchniowych wąskotorowych lokomotyw spalinowych. Materiały na sympozjum. Dołowe i powierzchniowe wąskotorowe lokomotywy spalinowe w kopalniach PW. CMG KOMAG. Gliwice, grudzień 1990.

[23] Pieczora E., Suffner H.: Rozwój lokomotyw do kopalnianych kolei podziemnych. Maszyny Górnicze, 2013 nr 2.

[24] Materiały archiwalne ITG KOMAG.

[25] http://www.interlok.info/GLS30.htm (dostęp: 06.2020 r.).

[26] Materiały i prospekty firmy ZHS Łódź.

[27] Lokomotywa dołowa spalinowa Lds-100. Dokumentacja techniczno-ruchowa 201Y060100DTR. CMG KOMAG. Gliwice,1982.

[28] Suffner H.: Chłodzenie spalin w górniczych napędach spalinowych dla kopalń węgla kamiennego. Maszyny Górnicze, 2018 nr 3.

[29] Materiały i prospekty firmy Simms.

[30] http://www.duesterloh.de/index.php?id=94 (dostęp: 06.2020 r.).

[31] Kuśmierowicz J. [red]: Raport serii SPRAWOZDANIA nr 013/87 z realizacji pracy naukowo-badawczej pt.: „Małotoksyczny silnik spalinowy 6C 107W dla górnictwa węglowego", Etap NB-1 „Badania atestacyjne prototypu silnika 6C 107W oraz współudział w badaniach funkcjonalnych ZNS-MP", Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1987 (niepublikowany).

[32] Kuśmierowicz J. [red]: Raport serii SPRAWOZDANIA nr 026/87 z realizacji pracy naukowo-badawczej pt.: „Małotoksyczny silnik spalinowy 6C 107W dla górnictwa węglowego", Etap NB-2

Open Access (CC BY-NC 4.0)

„Przygotowanie silnika 6C 107W do badań eksploatacyjnych oraz badania nad podwyższeniem jego trwałości", Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1987 (niepublikowany).

[33] Prugar E. [red]: Sprawozdanie nr NB – 518/1/86 z realizacji pracy naukowo-badawczej pt.: „Badania trakcyjne i wdrażanie osprzętu przeciwwybuchowego i zabezpieczającego lokomotyw dołowych oraz badania związane z eksploatacją spalinowych zespołów napędowych w podziemnych wyrobiskach korytarzowych", Etap NB-1 „Kompleksowe badania małotoksycznego spalinowego zespołu napędowego z osprzętem przeciwwybuchowym i zabezpieczającym". Zakład Silników Spalinowych Instytutu Techniki Cieplnej; Politechnika Śląska, Gliwice 1986 (niepublikowane).

[34] Pieczora E., Dobrzaniecki P., Kaczmarczyk K., Suffner H.: Rozwój dołowych maszyn transportowych z napędem spalinowym. Maszyny Górnicze, 2016 nr 2.

[35] Materiały informacyjne dotyczące silnika D916-6 (udostępnione przez Biuro Techniczno-Handlowe FAST Warszawa).

[36] Materiały informacyjne dotyczące systemu AMOT (udostępnione przez Biuro Techniczno-Handlowe FAST Warszawa).

[37] http://strumco.com/hydraulic-starters/kocsis-hydraulic-starters/kocsis-hydraulic-starters-b-series-cma/ (dostęp: 6.2020 r.).

[38] Lokomotywa dołowa spalinowa Lds-100M/Bogdanka. Dokumentacja W23.034. CMG KOMAG. Gliwice, 2004.

[39] Dobrzaniecki P., Kaczmarczyk K., Suffner H., Pieczora E., Pawlicki D.: Nowe rozwiązania dołowych lokomotyw spalinowych opracowane w CMG KOMAG. Materiały na konferencję: KOMTECH 2006 "Innowacyjne i bezpieczne systemy mechanizacyjne do eksploatacji surowców mineralnych", t. 1, Zakopane, 2006.

[40] Drwięga A., Pieczora E., Suffner H.: Nowe rozwiązania górniczych urządzeń transportowych z napędem spalinowym. Maszyny Górnicze, 2007 nr 3.

[41] Materiały informacyjne dotyczące silnika D5AT (udostępnione przez Biuro Techniczno-Handlowe FAST Warszawa).

[42] Instrukcja eksploatacji stałej instalacji gaśniczej mgłowej na wodny roztwór Pyrocool'u typu IM/Pyroccol/GW (udostępniona przez F I-W Elektron s.c. w Radzionkowie).

[43] Materiały informacyjne dotyczące silnika BF4M1013M (udostępnione przez Biuro Techniczno-Handlowe FAST Warszawa).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

[44] Nieśpiałowski K., Kaczmarczyk K., Kozioł D.: Mechaniczny i hydrostatyczny układ przeniesienia napędu spalinowych lokomotyw dołowych. Maszyny Górnicze, 2016 nr 4.

[45] Lokomotywa dołowa spalinowa Lds-100K-EMA/H. Instrukcja W23.037.06.IO. ITG KOMAG. Gliwice, 2012.

[46] Michalak R., Brzeżański Z., Mróz J., Kasperek S., Drwięga A., Pieczora E.: Nowe urządzenia transportowe z agregatem spalinowo - hydraulicznym firmy PIOMA. Materiały na konferencję: KOMTECH 2006 "Innowacyjne i bezpieczne systemy mechanizacyjne do eksploatacji surowców mineralnych", t. 2, Zakopane, 2006.

[47] Marciniak Z., Borkowski S.: Lokomotywy torowe spalinowe PIOMA LDS 80. Transport Przemysłowy, 2006 nr 1.

[48] Drwięga A., Kulesza K., Sobolewski A.: Doskonalenie funkcjonalności spalinowych środków transportu kopalnianego. Maszyny Górnicze, 2006 nr 4.

[49] Drwięga A.: Niekonwencjonalne systemy przeniesienia napędu w szynowych lokomotywach górniczych LDS-80 i LZS-150. Logistyka, 2015 nr 3.

[50] Materiały i informacje udostępnione przez FAMUR S.A. Systemy Transportowe PIOMA oddział w Piotrkowie Trybunalskim

[51] Materiały informacyjne firmy Urządzenia i Konstrukcje S.A.

[52] Materiały informacyjne firmy PHS STROJARNE a.s.

[53] Materiały informacyjne firmy FERRIT s.r.o.

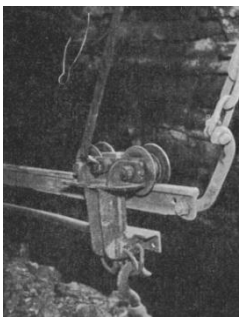
Open Access (CC BY-NC 4.0)

4. Ciągniki (lokomotywy) do kolejek podwieszonych. Podwieszone ciągniki manewrowe

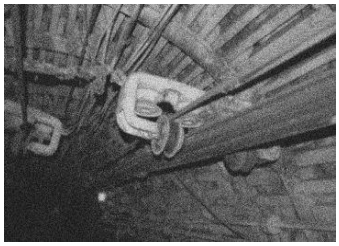
Edward Pieczora, Hubert Suffner

Transport kopalniany jest niezbędnym ogniwem procesu wydobywczego każdego zakładu górniczego. O ile transport po spągu jest stosowany od początku rozwoju górnictwa, a tory kopalniane pojawiły się w XVII wieku, to początek zastosowania transportu podwieszonego nastąpił dopiero w połowie XX wieku. Początkowo trasę nośną stanowiła, zawieszona pod stropem wyrobiska, lina (rys. 4.1) po której, ręcznie lub za pomocą wciągarek, przemieszczano wózki z transportowanym ładunkiem. W pierwszej połowie lat pięćdziesiątych XX wieku w Niemczech, firma ESEHWEILER – BERGWERKS – VERCIN wprowadziła jako element nośny typową szynę kolei podziemnej (rys. 4.2), po główce której poruszały się wózki nośne ciągnięte przez linę, zaś transportowana masa dochodziła do 1000 kg. Podobne rozwiązania wprowadziła na rynek firma BECORIT i inne. W 1956 roku niemiecka firma SCHARF wdrożyła jako element nośny toru podwieszonego - dwuteownik, przy zastosowaniu napędu linowego (rys. 4.3). Zestaw transportowy składał się z wózka napędowego, wózków transportowych z wciągnikami ręcznymi, kontenerów i wózka hamulcowego. Taki system od 1958 roku rozpowszechnił się w kopalniach węgla Zagłębia Ruhry (Niemcy), zaś firmy BECORIT i UNDERGROUND MINING MACHINERY (UMM) wprowadziły go w Wielkiej Brytanii, a firma MACANAUB we Francji [1].

Rys. 4.1. Podwieszona kolej linowa [2]



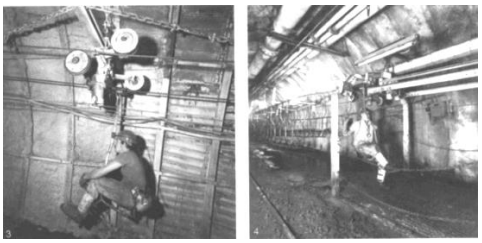
Rys. 4.2. Podwieszona kolej szynowa [2]



Rys. 4.3. Podwieszona kolej szynowa (trasa dwuteowa) z napędem linowym [2]

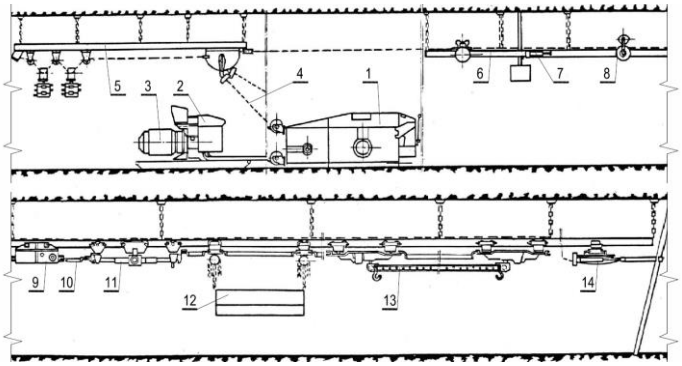
W latach 60-tych francuska firma SOCIETE APOD opracowała i wdrożyła kolejkę linową krzesełkową do przewozu ludzi, w której lina stanowiła zarówno element nośny, jak i napędowy. Ideę tę rozwijały inne firmy, w tym niemiecka firma SCHARF (rys. 4.4). Znane są dwa rozwiązania techniczne ww. kolejek: z krzesełkami zdejmowanymi (wyprzęganymi) i na stałe zamocowanymi do liny ciągnąco-nośnej.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 4.4. Kolejka linowa krzesełkowa firmy SCHARF [3]

Rozwój tego typu transportu w Europie Zachodniej był impulsem do podjęcia prac w tym zakresie w KOMAG-u. Z początkiem lat sześćdziesiątych XX wieku w wyniku nawiązanej współpracy z Fabryką Maszyn Górniczych PIOMA opracowano (na podstawie licencji firmy BECORIT) oraz wdrożono do produkcji i stosowania w podziemiach kopalń kolejkę szynową z napędem linowym typu KSP-32 (rys. 4.5), która została także przystosowana do przewożenia ludzi), a następnie kolejkę typu KSP-63 [4, 5].



Rys. 4.5. Kolejka podwieszona z napędem linowym [4, 5]

1 - kołowrót przewojowy, 2 - stanowisko sterowania, 3 - agregat zasilający, 4 - lina ciągnąca, 5 - stacja napinająca, 6 - podwieszona jezdnia szynowa, 7 - odbojnica, 8 - zespół prowadzenia liny, 9 - wózek hamulcowy, 10 - cięgło łączące, 11 - wózek ciągnący, 12 - kontener do przewozu drobnicy, 13 - belka nośna, 14 - zwrotnia linowa

Stały się one szybko popularnymi dołowymi środkami transportu. Przykładowo FMG PIOMA S.A. do 2002 r. wdrożyła 1200 kolejek typu KSP-32 [6]. Wraz z rozwojem stosowania kolejek podwieszonych z napędem linowym sukcesywnie następował rozwój tras jezdnych oraz sposobów ich zawieszenia i stabilizacji. Wprowadzono ich standaryzację w postaci opracowanej w KOMAG-u, w drugiej połowie siedemdziesiątych lat XX w., wieloarkuszowej branżowej normy BN-78/1728-05 (arkusze 00 - 12). W KOMAG-u opracowano również rozwiązanie kolejki linowej krzesełkowej KLK-2000W/1 z krzesełkami wyprzęganymi. Jej egzemplarz, wykonany przez FMG PIOMA został wdrożony w KWK Brzeszcze [7].

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Doświadczenia eksploatacyjne kolejek z napędem linowym wskazały również na ich ograniczenia w zastosowaniu [3], tj.:

- możliwość prowadzenia transportu jedynie wzdłuż z góry wyznaczonej trasy,
- brak wizualnego kontaktu pracownika obsługującego napęd z zestawem transportowym,
- możliwość niekontrolowanego zerwania liny ciągnącej i stwarzającej zagrożenie wypadkowe,
- konieczność stałego nakładu na konserwację liny oraz zespołów rolek prowadzących na trasie jezdnej.

Pod koniec lat sześćdziesiątych rozwój podwieszonego transportu linowego w Europie Zachodniej praktycznie został zakończony. Okazało się, że możliwości zastosowania tego rodzaju transportu są ograniczone i trudno dostosować go do często zmieniających się w górnictwie warunków eksploatacyjnych. W wyniku prac rozwojowych napęd linowy zastąpiony został przez mobilne urządzenie trakcyjne - podwieszony ciągnik (lokomotywę) z napędem spalinowym (wysokoprężnym). Pierwszy taki ciągnik (lokomotywę) MONORAIL opracowała firma QUALTER HALL z Anglii dla kopalni złota w Republice Południowej Afryki, prezentując ją – obok ciągnika (lokomotywy) AUTORAIL firmy SCHARF - na targach górniczych w Londynie, w lipcu 1965 roku [1]. W tym samym czasie ciągnik spalinowy do podziemnej kolei podwieszonej opracowała także angielska firma BRETTY – COWLISHAW WALKER. Były to jednak wykonania jednostkowe. Epokę eksploatacyjną zapoczątkowała firma RUHRTHALER z Niemiec, wprowadzając w 1967 roku do kopalń niemieckich i francuskich dwukabinowy ciągnik typu HL-32H. Kolejnymi rozwiązaniami, które pojawiły się na rynku były ciągniki firmy SCHARF z Niemiec oraz STEPHANOISE z Francji (1970 rok). W 1967 roku prace nad tego typu rozwiązaniem rozpoczęto w byłej Czechosłowacji, w Prievidzy (BANSKY VYSKUMNY USTAV - BVU). W latach siedemdziesiątych XX wieku prace nad krajowym rozwiązaniem ciągnika (lokomotywy) do kolejek podwieszonych rozpoczęto w KOMAG-u [1].

W polskiej terminologii urządzenia pociągowe kolejek podwieszonych określono nazwą „lokomotywy" (np. *PN-G-46865:2002 Lokomotywy kopalniane podziemne – Lokomotywy podwieszone spalinowe – Wymagania).* Należy zauważyć, że nazwa „lokomotywy" zasadniczo dotyczy kopalnianych kolei podziemnych, stąd (zwłaszcza po 2000 r.) niektórzy producenci wprowadzili określenie „ciągniki spalinowe do kolejek podwieszonych", które odpowiada aktualnym (grudzień 2020 r.) przepisom (np. *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych).*

Open Access (CC BY-NC 4.0)

W 1992 roku rozpoczęto eksploatację pierwszych kolejek podwieszonych z napędem spalinowym w polskich kopalniach węgla kamiennego. W KWK Ziemowit podjęto decyzję o zastosowaniu kolejki z ciągnikiem typu DZ 66-3.1 (rys. 4.6) niemieckiej firmy SCHARF, w rejonie K-3, w pokładzie 308, tak do transportu materiałów, jak i jazdy ludzi – w pierwszym etapie na odcinku 1300 m. Do końca maja 1993 roku uruchomiono drugi etap, w wyniku którego długość trasy przewozu załogi wynosiła 2000 m, a długość trasy transportu materiałów 2100 m [8].

Poszukując szybkiego, ekonomicznie uzasadnionego w eksploatacji, a jednocześnie pewnego w ruchu i bezpiecznego systemu transportu w KWK Piast, w 1992 roku zdecydowano o zastosowaniu kolejek podwieszonych z napędem spalinowym. Pierwsze trzy ciągniki typu LZH 50.D-3 (rys. 4.6) czeskiej firmy ORTAS zastosowano do transportu materiałów i jazdy ludzi w chodnikach transportowych i taśmowych oddziału G-III. Pozytywne doświadczenia z ich wdrożenia stanowiły podstawę do zakupu przez KWK Piast w latach 1994 - 1998 siedmiu ciągników spalinowych typów: DZ 44-3.1 (1 szt.), DZ 66-3.1 (5 szt.) i DZ 66-2+1/95R firmy SCHARF, a w latach 1997 - 1998 dwóch ciągników typu HL 90H/3-H (rys. 4.6) firmy RUHRTHALER. Ciągniki te wyposażono w hydraulicznie zasilane zestawy belek transportowych o nośnościach 3x40 kN, 3x50 kN, 3x60 kN oraz w belki wysokoobciążalne o nośnościach 160 kN (2 szt.) i 200 kN (1 szt.) [9, 10, 11].

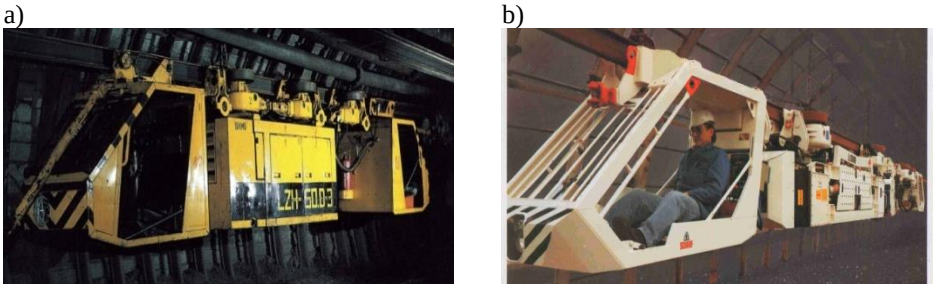
Pierwszą, w polskich kopalniach, kolejkę podwieszoną z ciągnikiem typu HL 90H/3-H firmy RUHRTHALER wdrożono (do transportu materiałów) w KWK Andaluzja (rejon Szybu Dołki).

W 1993 roku nowa koncepcja wprowadzania systemu transportu kolejkami podwieszonymi z zastosowaniem ciągników z napędem spalinowym, zrodziła się w LW Bogdanka. Pierwsze próby miały miejsce w rejonie Nadrybia, w pokładzie 382, na poziomie 864, gdzie w lipcu 1994 roku w czasie rozruchu ściany I/II uruchomiony został pierwszy odcinek trasy, po której transport wykonywały dwa ciągniki spalinowe produkcji słowackiej, typu LZH-50D.3. Kolejnym etapem było uruchomienie jazdy ludzi do ściany I/II. Równolegle zaczęto rozwijać sieć tego typu transportu w rejonie Bogdanka, gdzie zastosowano pięć ciągników typu DZ 66.3-1 firmy SCHARF oraz trzy ciągniki typu LZH-50.D.3.0 czeskiej firmy IMM PRIBRAM [12].

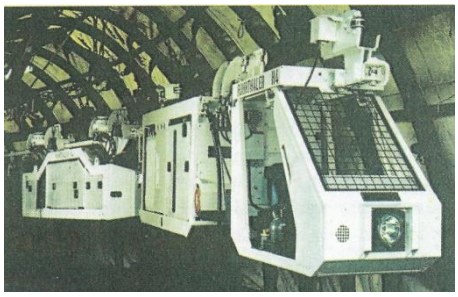
W trakcie wdrażania pierwszych kolejek podwieszonych z napędem spalinowym w polskich kopalniach węgla kamiennego, nie dokonano standaryzacji tras, tj. jezdni, ich zawiesi i stabilizacji (np. wzorem tras kolejek podwieszonych z napędem linowym), co spowodowało wprowadzenie na rynek szeregu rozwiązań kilku producentów, niejednokrotnie chronionych w Urzędzie Patentowym RP. Ich wspólną cechą jest zastosowanie zasadniczo tego samego profilu toru jezdnego, tj. I 155 wg PN-H-93441:1994 (I 140E wg DIN 20593).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

a) b)



c)



Rys. 4.6. Pierwsze ciągniki spalinowe do kolejek powieszonych zastosowane w polskich kopalniach:

a) ciągnik podwieszony LZH-50.D-3 prod. ORTAS - Czechy/BVU-Słowacja [13], b) ciągnik podwieszony SCHARF DZ 66-3.1 [14], c) ciągnik podwieszony RUHRTHALER HL-90/3-H [15]

Pod koniec 1995 roku w polskich kopalniach węgla kamiennego pracowało 35 ciągników podwieszonych z napędem spalinowym. Kolejki te charakteryzowały się następującymi zaletami [16]:

- możliwość transportu po nieograniczonej długości i rozgałęzionej trasie,
- możliwość ciągłej obserwacji trasy przez maszynistę,
- łatwe i szybkie wydłużanie lub skracanie trasy,
- łatwość podwieszania różnych nośników,
- łatwy załadunek i wyładunek,
- zwiększona efektywność transportu (przewożenie maszyn i urządzeń górniczych w całości) dzięki dużej sile uciągu,
- bezstopniowa zmiana prędkości jazdy lokomotywy,
- możliwość dojazdu (w tym załogi) bezpośrednio do przodka,
- poprawa bezpieczeństwa pracy.

Zalety te stały się podstawą dynamicznego rozwoju stosowania kolejek powieszonych z napędem spalinowym w polskich kopalniach węgla kamiennego w efekcie czego na koniec 2017 roku eksploatowano 549 ciągników z napędem spalinowym. Szczególnie przydatne okazały się do relokacji kompletnych sekcji obudowy zmechanizowanej, często bezpośrednio

Open Access (CC BY-NC 4.0)

z likwidowanego wyrobiska ścianowego do zbrojonego nowego, co znacznie skróciło czas przezbrajania, wpływając korzystnie na efekty ekonomiczne oraz poprawę bezpieczeństwa (wyeliminowanie demontażu i ponownego montażu sekcji).

W ciągnikach tych powszechnie stosowanym sposobem transmisji napędu na szynę jezdną było (i nadal jest) przeniesienie cierne, gdzie w wyniku sprzężenia ciernego koła napędowego ze środnikiem dwuteowej szyny jezdnej następuje przemieszczanie ciągnika. Kryterialnymi parametrami mającymi wpływ na siłę uciągu są: siła docisku koła do środnika szyny oraz współczynnik tarcia pomiędzy okładziną koła a środnikiem.

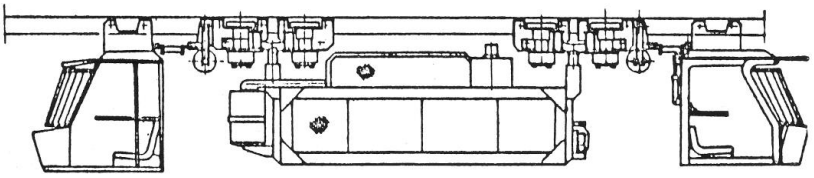
Mając powyższe na uwadze, niektórzy producenci kolejek podwieszonych wprowadzili cierno-zębaty sposób przeniesienia napędu. Rozwiązanie tego typu już w latach dziewięćdziesiątych XX wieku oferowała firma SCHARF. W 2007 r. firma BECKER-WARKOP Sp. z o.o. wprowadziła do produkcji własne rozwiązanie napędu zębatego, a w 2010 r. rozwiązanie napędu cierno-zębatego. Rozwiązanie tego typu oferują w swoich kolejkach FAMUR S.A. oraz czeska firma FERRIT. Zasady obliczeń napędów ciernych i zębatych kolejek przedstawiono w [17, 18, 19].

W wyniku prowadzonych prac rozwojowych w KOMAG-u, a później przez FMG PIOMA S.A. (obecnie FAMUR S.A.) oraz firmę BECKER – WARKOP Sp. z o.o. powstały krajowe rozwiązania kompletnych kolejek podwieszonych z napędem spalinowym, nie tylko ciągników, ale także tras jezdnych, zestawów transportowych w tym także do przewozu ludzi. Również firmy zagraniczne, między innymi SCHARF (Niemcy), BEVEX (Słowacja), FERRIT (Czechy), FITE (Czechy) opracowały i wprowadziły do polskich kopalń nowe rozwiązania kolejek podwieszonych z napędem spalinowym.

4.1. Lokomotywy podwieszone spalinowe Lps-80 i Lps-90D

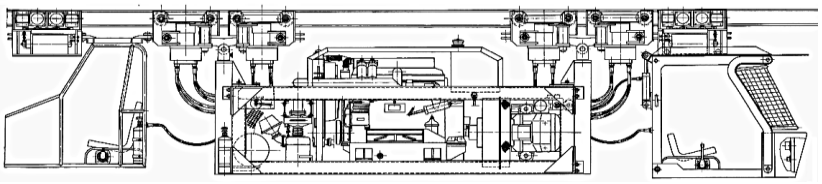
W 1976 roku w KOMAG-u, bazując na doświadczeniach wynikających z prowadzonych prac nad rozwiązaniami: ciągnika KOCUR (rozdz. 6) i lokomotywy dołowej Lds-70 (rozdz. 3), opracowano dokumentację egzemplarza doświadczalnego lokomotywy spalinowej (ciągnika) Lps-80 (rys. 4.7) do kolei podwieszonej, który w 1979 r. wykonały ZAKŁADY URZĄDZEŃ NAFTOWYCH i GAZOWNICZYCH w Krośnie. W latach 1979-80 w KWK Ziemowit przeprowadzono próby tej kolei, które pozwoliły na zebranie pierwszych doświadczeń eksploatacyjnych. Do napędu zastosowano silnik SW-400, który podobnie jak w lokomotywie Lds-100 (rozdz. 3), musiał być regulowany ze względu na uzyskanie wymaganej jakości (toksyczności) spalin. Silnik napędzał pompę RAUCHA o zmiennej wydajności (0-10 dm^3/min) i ciśnieniu 20 MPa, a ta z kolei silniki hydrauliczne SW-160 produkcji firmy HYDROSTER. Układ oczyszczania i chłodzenia spalin zapewniał utrzymanie temperatury gazów wylotowych poniżej 70°C. Podstawowe dane techniczne tej lokomotywy podano w tabeli 4.1 [20].

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 4.7. Lokomotywa podwieszona spalinowa Lps-80 [20]

Korzystając z doświadczeń uzyskanych podczas prac nad lokomotywą (ciągnikiem) Lps-80, w 1980 roku opracowano dokumentację prototypu lokomotywy podwieszonej spalinowej (ciągnika) Lps-90D (rys. 4.8). Do napędu zastosowano ww. silnik spalinowy oraz sprawdzony w lokomotywach Lds-100 (rozdz. 3.2.) układ zabezpieczeń, gwarantujący uzyskanie wymaganej toksyczności spalin, a także ich temperatury wylotowej. Zastosowano pompę typu PAG AZP250 z zabudowanym regulatorem stałej mocy oraz zdalnie (hydraulicznie) sterowanym regulatorem zmiany wydajności i kierunku przepływu oraz zespołem dwóch pomp zębatych. Pompa napędzała silniki hydrauliczne typu SOK-160K. W 1982 roku ZAKŁAD NAPRAWCZY TABORU SAMOCHODOWEGO i SPRZĘTU w Brzesku wykonał prototyp, poddany próbom ruchowym w KWK Murcki, a następnie w KWK Piast, które wykazały poprawne działanie większości zespołów. Mankamentem była niska trwałość okładzin ciernych kół napędowych. Podstawowe dane techniczne tej lokomotywy (identyczne jak lokomotywy Lps-80) podano w tabeli 4.1 [20].



Rys. 4.8. Lokomotywa podwieszona spalinowa Lps-90D [20]

Podstawowe dane techniczne lokomotyw podwieszonych spalinowych Lps-80 i Lps-90D [20]

Tabela 4.1.

Siła uciągu lokomotywy: - dla czterech wózków napędowo-jezdnych - dla trzech wózków napędowo-jezdnych	 60 kN 45 kN
Maksymalna prędkość jazdy: - dla czterech wózków napędowo-jezdnych - dla trzech wózków napędowo-jezdnych	 1,8 m/s 2,2 m/s
Promień skrętu: - w poziomie - w pionie	 4 m 10 m
Maksymalne nachylenie trasy	± 20°
Profil szynowej trasy jezdnej	I 155 (wg PN)

Open Access (CC BY-NC 4.0)

4.2. Kolejka podwieszona z lokomotywą (ciągnikiem) LPS-90

Zebrane w KOMAG-u doświadczenia wykorzystano podczas realizacji, w latach 1993-1996, wspólnie z FMG PIOMA S.A. (obecnie FAMUR S.A.) projektu celowego pt.: „System transportu dołowego szynowymi kolejkami podwieszonymi z napędem spalinowym”, w ramach którego opracowano lokomotywę (ciągnik spalinowy) o symbolu LPS-90 (rys. 4.9 i 4.10) do kolejki podwieszonej [21]. Podstawowe dane techniczne maszyny podano w tabeli 4.2.

Podstawowe dane techniczne lokomotywy (ciągnika) LPS-90 [21, 22, 23]

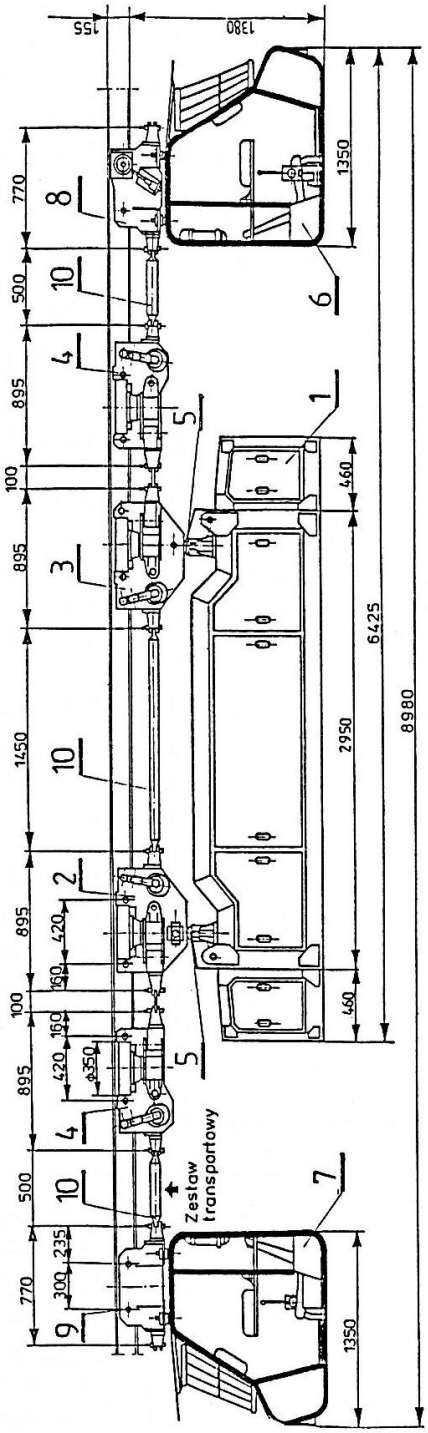
Tabela 4.2.

Siła uciągu lokomotywy: - dla czterech wózków napędowo-jezdnych - dla trzech wózków napędowo-jezdnych	 60 kN 45 kN
Maksymalna prędkość jazdy: - dla czterech wózków napędowo-jezdnych - dla trzech wózków napędowo-jezdnych	 1,8 m/s 2,2 m/s
Promień skrętu: - w poziomie - w pionie	 4 m 10 m
Maksymalne nachylenie trasy	± 20°
Profil szynowej trasy jezdnej	I 155 (wg PN)
Masa	5800 kg

Rys. 4.9. Lokomotywa (ciągnik) LPS-90 na targach KATOWICE’95 [24]

Lokomotywę (ciągnik) przeznaczono do napędu jednoszynowych kolejek podwieszonych do transportu materiałów, elementów maszyn i urządzeń oraz do jazdy ludzi w podziemnych korytarzowych wyrobiskach górniczych, w tym w wyrobiskach ze stopniem „a”, „b”i „c” niebezpieczeństwa wybuchu metanu.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Szerokość: 900 mm

Rys. 4.10. Lokomotywa (ciągnik) LPS-90 do jednoszynowej kolei podwieszonej [22, 24]

1 – przedział silnikowy, 2 – wózek napędowo-jezdny I, 3 – wózek napędowo-jezdny II, 4 – wózek napędowo-jezdny III, 5 – zawiesia, 6 – kabina główna, 7 – kabina pomocnicza, 8 – wózek nośny kabiny głównej, 9 – wózek nośny kabiny pomocniczej , 10 – cięgła KSP-63

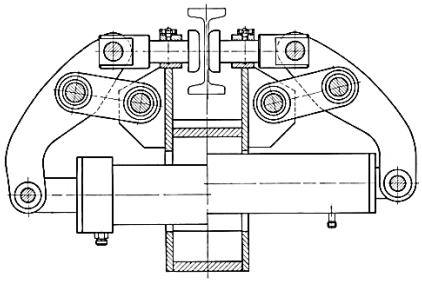
Open Access (CC BY-NC 4.0)

Podstawowe zespoły lokomotywy (ciągnika) LPS-90 obejmowały:

- przedział silnikowy, w ramie którego zabudowano:
  - silnik spalinowy wraz z układem dolotowo-wylotowym i układem chłodzenia,
  - instalację wody chłodzącej spaliny,
  - układ paliwowy,
  - instalację gaśniczą,
  - zespół pomp i elementy układu hydraulicznego,
  - wybrane elementy wyposażenia elektrycznego,
- kabinę główną i pomocniczą,
- wózki nośne kabiny głównej i pomocniczej,
- trzy lub cztery wózki napędowo-jezdne,
- zawiesia, za pomocą których przedział silnikowy podwieszony jest do wózków napędowo-jezdnych.

Maszyna poruszała się po jednoszynowym torze podwieszonym dzięki sprzężeniu ciernemu występującym pomiędzy kołami napędowymi, pokrytymi tworzywem VULKOLLAN (lub równoważnym) a środnikiem szyny, do którego dociskane są siłownikiem hydraulicznym (rys. 4.11). Integralną częścią każdego wózka napędowo-jezdnego był, odwodzony (luzowany) hydraulicznie, hamulec szczękowy, w którym siła hamowania realizowana jest poprzez pakiet sprężyn talerzowych umieszczonych wewnątrz siłownika hamulcowego (rys. 4.12).

Rys. 4.11. Wózek napędowo-jezdny [24]



Rys. 4.12. Hamulec szczękowy [24]

Do napędu zastosowano wysokoprężny, budowy przeciwwybuchowej, niskotoksyczny silnik typu D 916-6 firmy DEUTZ MWM (rozdz. 3.4), z rozrusznikiem hydraulicznym, napędzający bezpośrednio pompę hydrauliczną typu A4 VSG 180 zmiennej wydajności, która zasilała trzy lub cztery pary zespołów napędowych, utworzone na bazie silników hydraulicznych i przekładni obiegowych, pracujących w układzie przekładni hydrostatycznej w obiegu zamkniętym. Oprócz głównej pompy napędu jazdy, bezpośrednio z wału silnika napędzano pompy zębate: doładowującą, układu hamulcowego oraz układu sterowania. Na pokrywie czołowej silnika spalinowego (nad rozrusznikiem) zabudowano pompę zębatą przeznaczoną do zasilania wciągników hydraulicznych zestawów transportowych. Sterowanie zmianą

Open Access (CC BY-NC 4.0)

wydajności pompy głównej zrealizowano na drodze hydraulicznej - za pomocą, zabudowanych w kabinach, proporcjonalnych sterowników hydraulicznych, sterujących pompą wtrysku paliwa silnika spalinowego, a tym samym prędkością obrotową jego wału napędowego. Z drugiej strony poprzez zmianę prędkości obrotowej wału, uzyskano zmianę wydajności pompy zębatej układu sterowania, co powodowało zmiany ciśnienia sterowania oddziaływującego na silnik regulatora pompy głównej, sterującej kątem wychylenia jej tarczy skośnej. Zmiany ciśnienia były następstwem odprowadzenia całej wydajności pompy zębatej układu sterowania przez dyszę sterującą o stałym przekroju. Dodatkowo pompa główna wyposażona została w regulator stałej mocy [25].

Układ sterowania lokomotywy (ciągnika) LPS-90 został rozwiązany częściowo jako elektrohydrauliczny, a częściowo jako hydrauliczny, co wynikało z funkcjonalności układu elektrohydraulicznego w przypadku zastosowania zdalnego sterowania z kabin.

Funkcje sterowania elektrohydraulicznego umożliwiały [26]:

- rozruch silnika spalinowego,
- wybór kierunku jazdy,
- blokadę możliwości prowadzenia prac załadunkowych podczas prac transportowych i odwrotnie,
- uruchomienie centralnej instalacji gaśniczej.

Natomiast sterowanie hydrauliczne zastosowano do [26]:

- sterowania prędkością jazdy lokomotywy (ciągnika),
- automatycznego odcinania możliwości sterowania lokomotywy (ciągnika) z drugiej (wolnej) kabiny,
- blokady jazdy lokomotywy (ciągnika) w przypadku spadku ciśnienia doładowania w obwodzie pompy głównej poniżej wartości dopuszczalnej,
- zatrzymania lokomotywy (ciągnika) w przypadku przekroczenia maksymalnej dopuszczalnej prędkości jazdy.

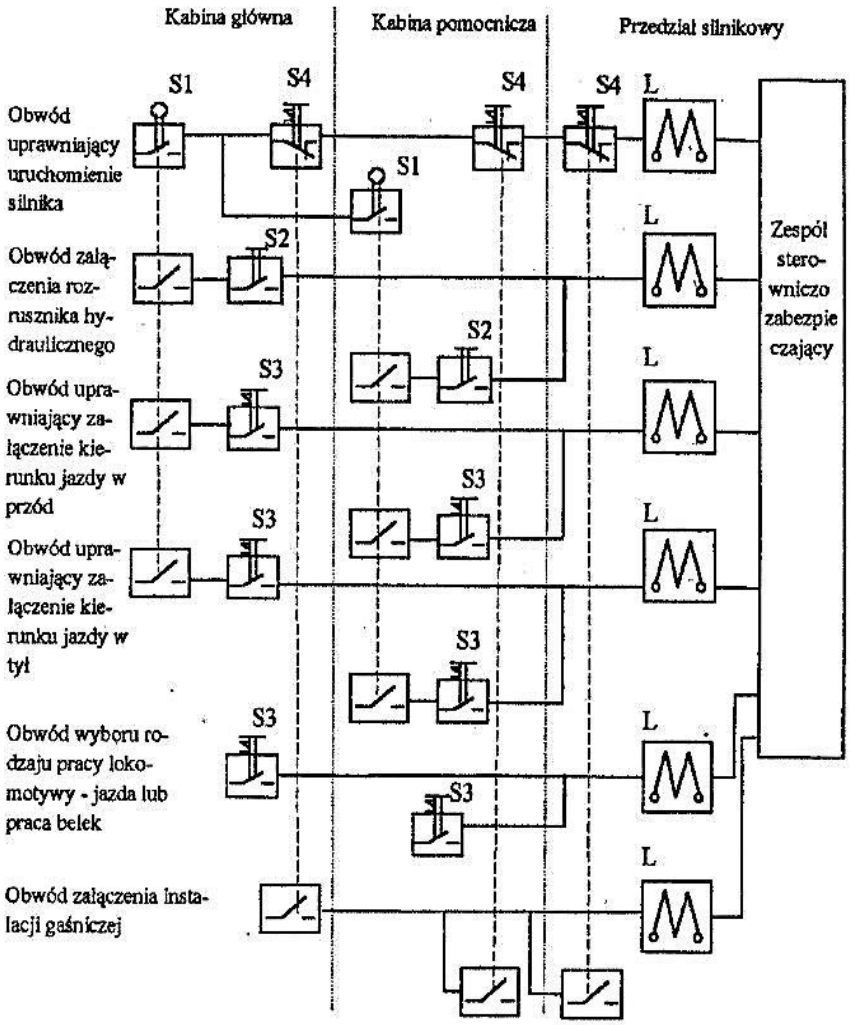
Ze względu na bardzo ograniczoną w latach 90-tych XX wieku, podaż na rynku rozdzielaczy ze sterowaniem elektromagnetycznym, posiadających dopuszczenie Wyższego Urzędu Górniczego zastosowano iskrobezpieczne sterowniki typu SEMI-2. Parametry pracy umożliwiały ich zastosowanie wyłącznie jako urządzeń pilotujących, w związku z czym elektrohydrauliczny układ sterowania rozwiązano w postaci połączonych między sobą niezależnych zespołów stanowiących całość pod względem funkcjonalnym, w których podstawowym elementem był sterownik SEMI-2 (jako pilot) oraz rozdzielacz ze sterowaniem hydraulicznym (jako stopień główny).

Sposób sterowania elektrohydraulicznego przedstawiono na rysunku 4.13. Podanie napięcia na cewkę L sterownika SEMI-2 po zadziałaniu odpowiedniego (przynależnego danej funkcji sterowania) przycisku w kabinie

Open Access (CC BY-NC 4.0)

operatora, powodowało przesterowanie części hydraulicznej sterownika w położenie robocze, w którym miał miejsce przepływ medium w układzie hydraulicznym sterowania lokomotywy (ciągnika).

Modułowe rozwiązanie układu sterowania w postaci kompletnych, funkcjonalnych zespołów, ułatwiło uruchomienie całego układu sterowania, z uwagi na możliwość sprawdzenia i wyregulowania poszczególnych modułów na stanowisku badawczym [26].



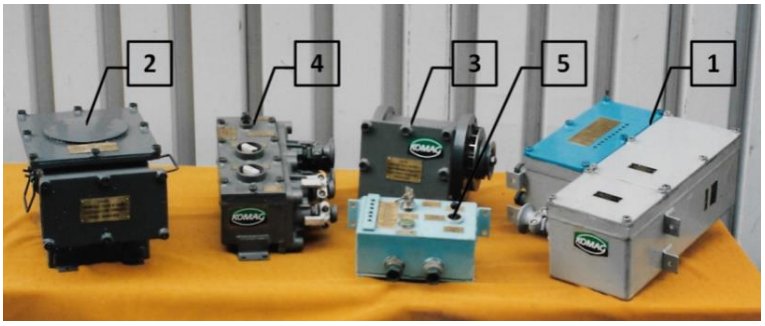
Rys. 4.13. Schemat sterowania elektrohydraulicznego [26]

L - iskrobezpieczna cewka sterownika SEMI-2, S1 - łącznik stabilny z kluczykiem, S2 - łącznik niestabilny, S3 - łącznik stabilny, S4 - plombowany łącznik stabilny z blokadą zadziałania

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Wyposażenie elektryczne lokomotywy (ciągnika) LPS-90 składało się z instalacji oświetleniowej, układu zasilania elektrohydraulicznych rozdzielaczy sterujących oraz układu kontrolno-zabezpieczającego. Zastosowano elementy w wykonaniu ognioszczelnym, zaś część układu opracowano jako iskrobezpieczny. Opracowano specjalizowane komponenty wyposażenia elektrycznego (rys. 4.14):

- akumulator w obudowie ognioszczelnej AKO,
- alternator w obudowie ognioszczelnej OGAR-3,
- zespół sterowniczo-zabezpieczający ZSZ-1,
- ognioszczelne pulpity OPS-KG i OPS-KP,
- iskrobezpieczny pulpit sterowniczy IPS.



Rys. 4.14. Elementy wyposażenia elektrycznego [24]

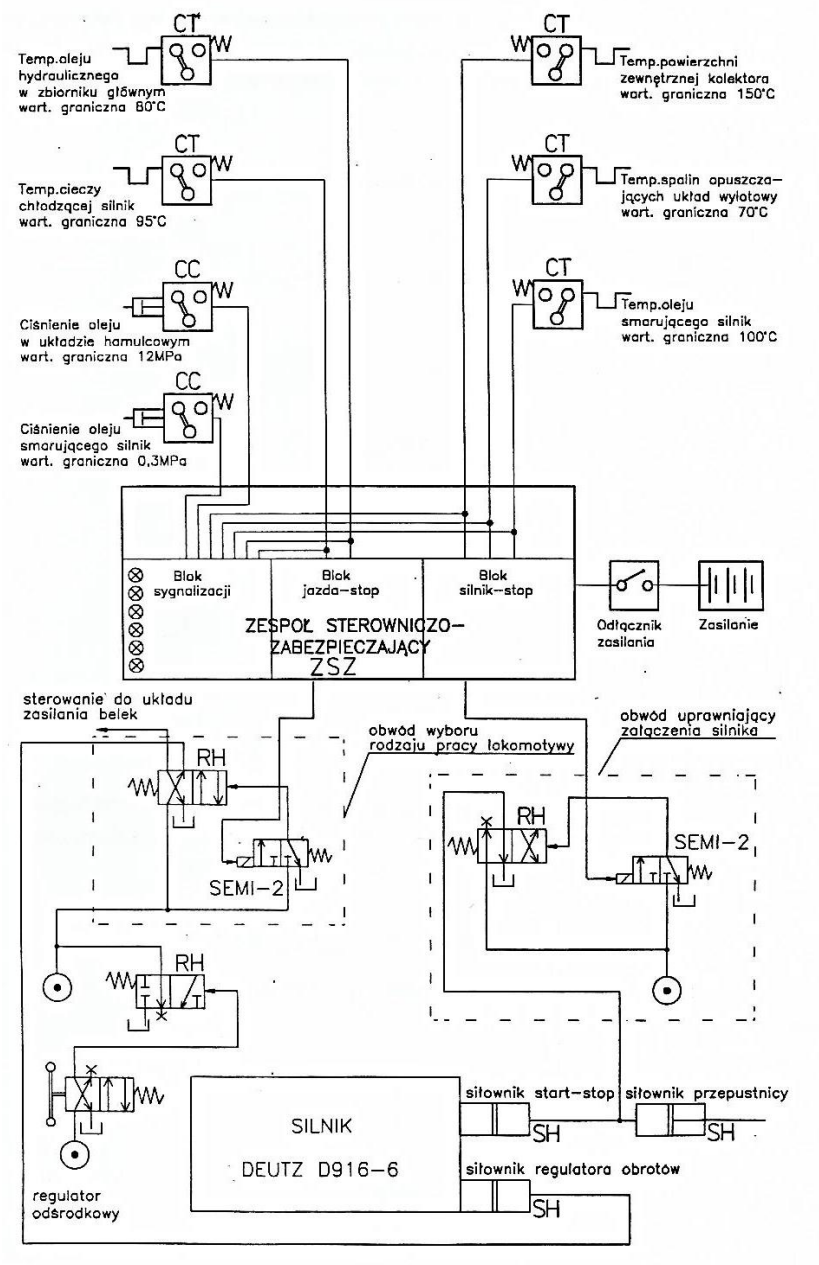
1 - zespół sterowniczo-zabezpieczający ZSZ-1, 2 - akumulator w obudowie ognioszczelnej AKO-2, 3 - alternator w obudowie ognioszczelnej OGAR-3, 4 - ognioszczelny pulpit OPS, 5 - iskrobezpieczny pulpit sterowniczy IPS

Układ kontrolno-zabezpieczający (rys. 4.15) stanowił rozwiązanie elektrohydrauliczne obejmujące następujące elementy [26]:

- czujniki temperatury (CT),
- czujniki ciśnienia (CC),
- zespół sterująco-zabezpieczający (ZSZ),
- sterowniki SEMI-2,
- rozdzielacze ze sterowaniem hydraulicznym (RH),
- siłowniki hydrauliczne (SH).

Na rysunku 4.15 przedstawiono kontrolowane parametry oraz ich wartości krytyczne dla bezpiecznej pracy maszyny. W przypadku zadziałania jednego z czujników temperatury powierzchni zewnętrznej kolektora, spalin opuszczających układ wylotowy lub oleju smarującego silnik spalinowy, następowało zatrzymanie silnika spalinowego. Z kolei zadziałanie czujnika temperatury oleju hydraulicznego w zbiorniku głównym, lub czujnika temperatury cieczy chłodzącej silnik powodowało zatrzymanie jazdy maszyny

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 4.15. Schemat układu kontrolno-zabezpieczającego [26]

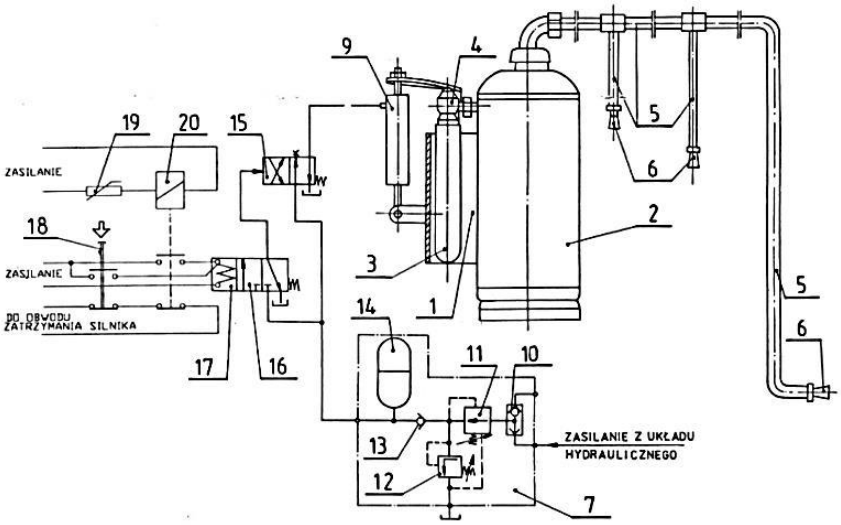
(silnik spalinowy pracował na biegu jałowym). Zadziałanie czujników ciśnienia oleju (w układzie hamulcowym lub w układzie smarowania silnika) oraz któregokolwiek z ww. czujników temperatury, było sygnalizowane w zespole sterowniczo-zabezpieczającym oraz na pulpitach sterowniczych znajdujących

Open Access (CC BY-NC 4.0)

się w kabinach lokomotywy (ciągnika). Dodatkowo w zespole sterowniczo-zabezpieczającym miała miejsce sygnalizacja przekroczenia wartości 70°C i 80°C temperatury cieczy chłodzącej silnik [26].

Oprócz powyższych zabezpieczeń realizowanych na drodze elektrohydraulicznej, w maszynie (w kabinie głównej) zabudowano odśrodkowy wyzwalacz prędkości podający, w przypadku przekroczenia prędkości dopuszczalnej (2,8 - 3,2 m/s), sygnał do układu hydraulicznego. Powodowało to przesterowanie pompy układu hamulcowego na bieg luzem, a tym samym natychmiastowe zahamowanie lokomotywy (ciągnika) [26].

W związku z brakiem na krajowym rynku w tym czasie odpowiedniego wyrobu handlowego do lokomotywy (ciągnika) LPS-90 w KOMAG-u zaprojektowano dedykowaną centralną instalację gaśniczą (rys. 4.16) [26].



Rys. 4.16. Schemat instalacji gaśniczej [26]

1 - gaśnica, 2 - butla z proszkiem gaśniczym, 3 - zbiornik dwutlenku węgla, 4 - zawór, 5 - przewody metalowe, 6 - dysze, 7 - zespół hydroakumulatora, 8 - rozdzielacz dwupołożeniowy, 9 - siłownik, 10 - sterownik SEMI-2, 11- łącznik elektryczny, 12 - czujnik, 13 - przekaźnik pośredniczący

Podanie napięcia na cewkę sterownika SEMI-2 powodowało przesterowanie rozdzielacza hydraulicznego, w wyniku czego siłownik otwierał zawór gaśnicy proszkowej, a środek gaśniczy był kierowany do przewodów i dysz. Zgodnie z wymaganiami, w lokomotywie (ciągniku) LPS-90 dysze skierowano na paski klinowe napędu alternatora, wentylatora i pompy wodnej oraz na pompę paliwową, a także na zawór odcinający dopływ paliwa. Łączniki do ręcznego uruchamiania instalacji zabudowano w każdej z kabin oraz

Open Access (CC BY-NC 4.0)

w przedziale silnikowym. Równocześnie z załączeniem instalacji gaśniczej, następowało zatrzymanie silnika spalinowego [26].

Prototyp lokomotywy (ciągnika) LPS-90 został poddany badaniom, które obejmowały m.in. [24].

- pomiary ciśnienia wybuchu wewnątrz układu dolotowego i wylotowego napędu spalinowego,
- próby na przeniesienie wybuchu układu dolotowego i wylotowego,
- badania wytrzymałości mechanicznej układu dolotowego i wylotowego,
- pomiary temperatur gorących powierzchni zewnętrznych układu wylotowego,
- pomiary zawartości tlenku węgla i tlenków azotu w spalinach,
- sprawdzenie działania blokad,
- pomiary hałasu,
- próbną pracę napędu spalinowego w atmosferze wybuchowej (rys. 4.17).

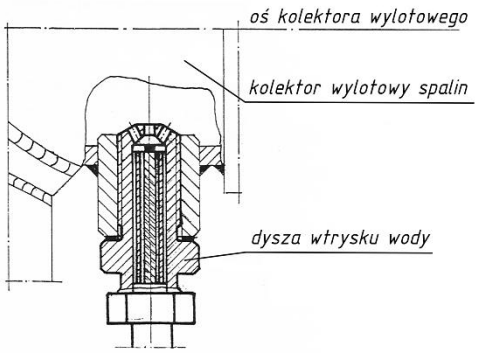
Niektóre z badań, jak np. pomiary siły uciągu i hamowania, sprawdzenie działania odśrodkowego wyzwalacza prędkości, próbna jazda na torze poziomym i nachylonym, przeprowadzono na stanowisku w FMG PIOMA S.A. (rys. 4.18). Ocenie poddano także wyposażenie elektryczne.

Rys. 4.17. Lokomotywa (ciągnik) LPS-90 w komorze do badań w atmosferze wybuchowej [24]

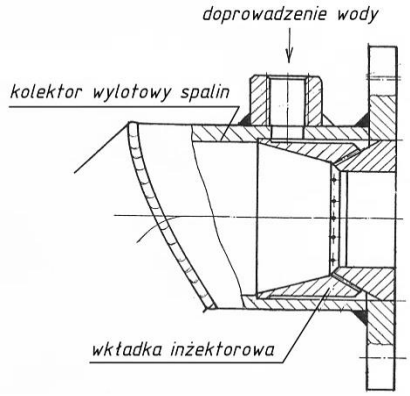
Rys. 4.18. Badania na torze (stanowisku) w FMG PIOMA [24]

W trakcie badań okazało się, że jednopunktowy wtrysk wody (rys. 4.19) do kolektora wylotowego spalin (przewodu łączącego silnik spalinowy z płuczką wodną) nie zapewnia skutecznego schłodzenia jego powierzchni zewnętrznych. Zamiast dyszy wtrysku wody zastosowano (opracowaną przez specjalistów FMG PIOMA) wkładkę inżektorową (rys. 4.20), co zasadniczo poprawiło skuteczność chłodzenia.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 4.19. Wtrysk wody do przewodu wylotowego spalin za pomocą dyszy jednopunktowej [24]



Rys. 4.20. Wtrysk wody do przewodu wylotowego spalin za pomocą wkładki inżektorowej [24]

Pozytywne oceny jednostek atestacyjnych były podstawą wydania przez Wyższy Urząd Górniczy dopuszczenia dla pierwszego egzemplarza lokomotywy (ciągnika) LPS-90 do eksploatacji w podziemnych wyrobiskach KWK Bogdanka (rys. 4.21).

Rys. 4.21. Lokomotywa (ciągnik) LPS-90 w podziemiu KWK Bogdanka [24]

Eksploatacja pierwszego egzemplarza lokomotywy (ciągnika) LPS-90 w KWK Bogdanka (rozpoczęta w marcu 1995 roku) dała podstawę do wprowadzenia zmiany konstrukcji kabin (zwiększenia gabarytów). Pozwoliło to na zaoferowanie przez FMG PIOMA S.A., kompletnej nowoczesnej kolejki podwieszonej z napędem spalinowym przeznaczonej do transportu materiałów i elementów maszyn oraz przewozu ludzi w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla kamiennego potencjalnie zagrożonych wybuchem (rys. 4.22).

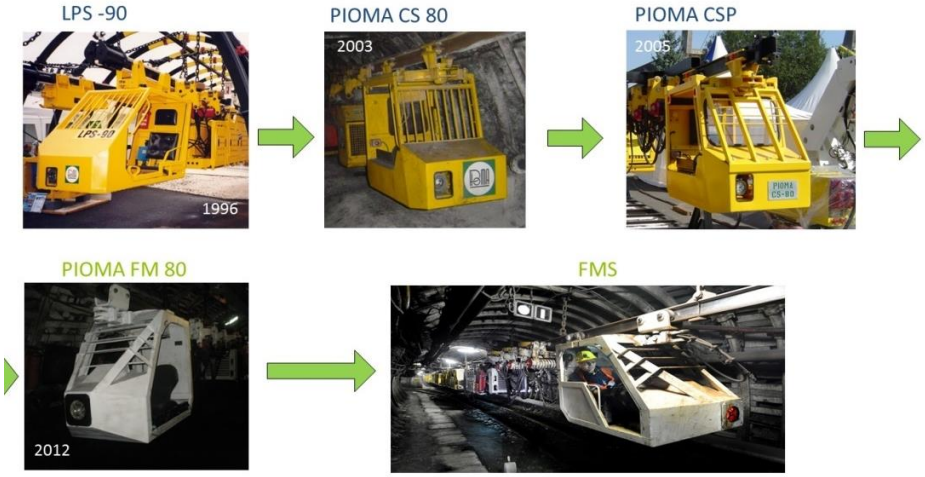
Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 4.22. Lokomotywa (ciągnik) LPS-90 na targach KATOWICE'97 [24]

Prezentowana na targach KATOWICE'97 kolejka podwieszona z lokomotywą (ciągnikiem) LPS-90 została wdrożona do eksploatacji w ośmiu egzemplarzach.

4.3. Od lokomotywy LPS-90 do ciągnika typu FSM

Opracowana przez KOMAG i FMG PIOMA S.A. lokomotywa LPS-90 stała się podstawą dalszego rozwoju kolejek podwieszonych z napędem spalinowym (rys. 4.23).



Rys. 4.23. Rozwój ciągników do kolejek podwieszonych z napędem spalinowym w FMG PIOMA S.A./FAMUR S.A. [27]

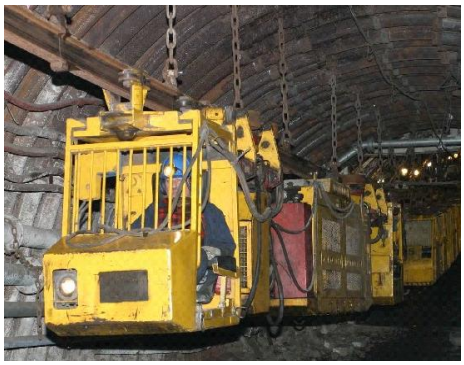
Open Access (CC BY-NC 4.0)

4.3.1. Ciągnik (lokomotywa) PIOMA CS 80/PIOMA CSP

Doświadczenia i uwagi użytkowników uzyskane podczas eksploatacji pierwszych egzemplarzy kolei podwieszanych z napędem spalinowym (LPS-90) stanowiły podstawę, dla specjalistów FMG PIOMA S.A., do prac rozwojowych obejmujących m. in:

- wprowadzenie nowego rozwiązania silnika spalinowego,
- zastosowanie, w miejsce silników hydraulicznych i przekładni obiegowych, promieniowych silników hydraulicznych typu MCR,
- zastosowanie wyłącznie elektrohydraulicznego sterowania maszyny,
- wprowadzenie mikroprocesorowego układu sterowania i kontroli parametrów pracy,
- przeprojektowanie układu hydraulicznego,
- zastosowanie iskrobezpiecznych reflektorów LED w miejsce dotychczas stosowanych reflektorów ognioszczelnych,
- przeprojektowanie kabin operatora oraz przedziału silnikowego.

W 2003 roku powstał ciągnik spalinowy PIOMA CS 80 (rys. 4.24), którego podstawowe dane przedstawiono w tabeli 4.3.



Rys. 4.24. Ciągnik podwieszony spalinowy PIOMA CS 80 [27]

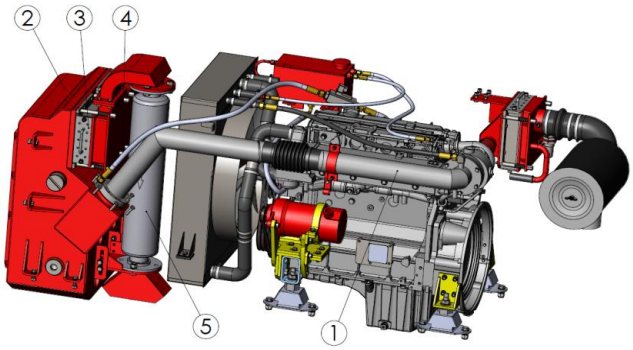
Podstawowe dane techniczne ciągnika PIOMA CS 80 [27, 28]

Tabela 4.3.

Siła uciągu ciągnika: - dla czterech wózków napędowo-jezdnych - dla trzech wózków napędowo-jezdnych	 60 kN 45 kN
Maksymalna prędkość jazdy: - dla czterech wózków napędowo-jezdnych - dla trzech wózków napędowo-jezdnych	 1,8 m/s 2,2 m/s
Promień skrętu: - w poziomie - w pionie	 4 m 10 m
Maksymalne nachylenie trasy	± 20°
Profil szynowej trasy jezdnej	I 155 (wg PN)

Open Access (CC BY-NC 4.0)

W związku z zakończeniem produkcji silników D 916-6 zastosowano nowe rozwiązanie silnika spalinowego typu VOLVO PENTA D5AT z chłodzonym wodą kolektorem wylotowym oraz turbiną (rozdz. 3.6). Przeprojektowano zarówno układ dolotowy powietrza, jak i wylotowy spalin (rys. 4.25). W układzie wylotowym zastosowano dwupłaszczowy przewód chłodzony wodą (wyeliminowano wtrysk wody do przewodu), mokrą płuczkę spalin, dwa płytkowe przerywacze płomieni oraz suchy łapacz iskier. Przeprojektowano zbiornik płuczki spalin - jego kształt oraz pojemność zapewniły nieprzerwaną pracę ciągnika przez całą zmianę roboczą przy maksymalnych nachyleniach trasy jezdnej. Chłodzenie przewodu łączącego kolektor silnika spalinowego z płuczką spalin wymagało zastosowania chłodnicy większej mocy [28].



Rys. 4.25. Nowe rozwiązanie układu dolotowo – wylotowego silnika spalinowego [27]

1- chłodzony wodą, dwupłaszczowy przewód wylotowy spalin, 2 - płuczka wodna spalin, 3 - przerywacze płomieni, 4 - pokrywy wylotowych przerywaczy płomieni, 5 - iskrochron

Idea układu hydraulicznego, mimo jego przeprojektowania, nie uległa zmianie w stosunku do lokomotywy (ciągnika) LPS-90 [27, 28]. Sterowanie ciągnika zrealizowano wyłącznie w sposób elektrohydrauliczny. Układ sterowania hydraulicznego zbudowano w postaci bloków zaworowych zasilanych z pompy sterowania. Każdy z bloków zaworowych realizował określone zadania, co ułatwiało diagnostykę układu i obsługę serwisową. Zabudowane w nich elektrozawory, sterowane przez mikroprocesorowy system sterowania i diagnostyki, załączały lub odłączały odpowiednie stany i funkcje pracy ciągnika.

W 1997 roku, z inicjatywy i przy współdziałaniu KOMAG-u, specjaliści firmy ELSTA we współpracy z konstruktorami FMG PIOMA S.A. rozpoczęli prace nad mikroprocesorowym układem sterowania i diagnostyki maszyn z napędem spalinowym (SSMS). Założono, że w skład nowo projektowanego układu wejdą następujące elementy [29]:

– mikroprocesorowy specjalizowany sterownik wraz z zasilaczem,
– pulpity sterownicze kabiny głównej i pomocniczej,

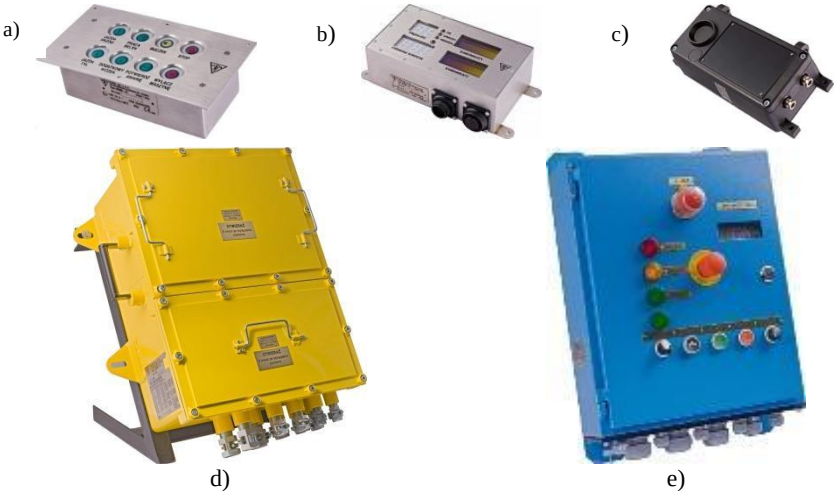
Open Access (CC BY-NC 4.0)

- progowe czujniki ciśnienia,
- czujnik pomiaru temperatury,
- przetwornik pomiarowy prędkości jazdy,
- czujnik prądu ładowania baterii,
- układ kontroli stanu izolacji obwodu zasilającego instalację oświetleniową pojazdu,
- styk elektryczny czuwaka,
- elektrohydrauliczne elementy wykonawcze do sterowania pracą silnika spalinowego i układu hydraulicznego.

W wyniku zrealizowanych zadań zostały opracowane, przebadane i dopuszczone do stosowania w podziemnych wyrobiskach górniczych (2003 r.) komponenty układu (rys. 4.26) [29]:

- sterownik ECMS-01,
- zasilacz EZMS-01,
- wyświetlacz EWMS-01,
- klawiatura EKMS-01,
- bateria EBMS-01.

Wymienione elementy spełniały wymagania dyrektywy ATEX, a po wejściu Polski do Unii Europejskiej uzyskały stosowne certyfikaty typu WE (2005 r.), co pozwoliło na ich zastosowanie nie tylko w wyrobach FMG PIOMA S.A., ale także w lokomotywach firmy ENERGO-MECHANIK Sp. z o.o. i ciągnikach podwieszonych firmy BECKER-WARKOP Sp. z o.o.



Rys. 4.26. Elementy systemu sterowania maszyn górniczych z napędem spalinowym SSMS [32]

a) klawiatura typu EKMS-01, b) wyświetlacz typu EWMS-01, c) bateria iskrobezpieczna typu EBMS-01, d) zasilacz typu EZMS-01, e) sterownik ECMS-01

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Informacje o budowie i funkcjonalnościach wymienionych urządzeń podano w ich kartach katalogowych [32]. Funkcje pracy ciągnika (np. jazda w przód, praca wciągników zestawu transportowego) wybierane były tylko w uprawnionej kabinie na pulpicie z klawiaturą, natomiast do sterowania pracą silnika służył samopowrotny zadajnik elektryczny. Wychylenie jego dźwigni, zgodne z wybranym kierunkiem jazdy, poprzez elektrohydrauliczny zawór proporcjonalny i siłownik hydrauliczny zadawało żądane obroty silnika. Dodatkowo zadajnik sterował układem hamulcowym oraz pełnił funkcję tzw. czuwaka. Operator podczas jazdy otrzymywał na wyświetlaczu ciągłe informacje o prędkości jazdy oraz wartości ciśnienia oleju w układzie pompy głównej. Dodatkowo sygnalizowany był jeden ze stanów pracy ciągnika: praca prawidłowa, ostrzeżenie o zbliżaniu się któregoś z kontrolowanych parametrów do wartości granicznej lub awaria maszyny. W przypadku dwóch ostatnich stanów wyświetlana była informacja tekstowa, informująca o rodzaju awarii. Natomiast w przypadku ciągnika wyposażonego w cztery jednostki napędowe, układ sterowania pozwalał na zdalne (z uprawnionej kabiny) załączanie i odłączanie czwartego napędu, co pozwalało na zwiększenie siły uciągu ciągnika lub prędkości jazdy w zależności od potrzeb [28, 29].

Rozwiązanie wózków napędowo-jezdnych, w odniesieniu do lokomotywy (ciągnika) LPS-90, w zasadzie nie uległo zmianie – jedynie w miejsce zespołów napędowych utworzonych na bazie silników hydraulicznych i przekładni obiegowych firmy BREVINI, zastosowano wolnoobrotowe silniki promieniowe typu MCR firmy REXROTH, napędzające bezpośrednio koła napędowe, dociskane hydraulicznie do środnika szyny. Silniki te, pracujące w zamkniętym obiegu oleju w układzie przekładni hydrostatycznej, pełniły również rolę hamulca manewrowego. Tak jak w lokomotywie (ciągniku) LPS-90, hamulec postojowy oraz bezpieczeństwa (awaryjny) działał na zasadzie „fail-safe” tzn., że pary szczęk były odsuwane od środnika szyny siłownikiem hydraulicznym, zaś zahamowanie powodowała energia zgromadzona w pakiecie sprężyn talerzowych umieszczonych wewnątrz siłownika. Istniała możliwość odhamowania awaryjnego (np. w razie odholowania uszkodzonego ciągnika) za pomocą pompki ręcznej, po przesterowaniu odpowiednich zaworów kulowych [27, 28].

Zastosowanie iskrobezpiecznych reflektorów LED oraz iskrobezpiecznych sygnalizatorów dźwięku (buczków) pozwoliło na uproszczenie całego układu elektrycznego, opierając go wyłącznie na obwodach iskrobezpiecznych. Jedyne zastosowane elementy wyposażenia elektrycznego w obudowie ognioszczelnej, toalternator, akumulator i zasilacz [27, 28].

Uproszczono konstrukcję zawieszenia ciągnika, eliminując wózki jezdne kabin oraz zawiesia przedziału silnikowego, z jednoczesnym umożliwieniem przenoszenia siły uciągu przez daszki kabin oraz ramę przedziału silnikowego.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Pozwoliło to na zmniejszenie wysokości ciągnika z 1380 mm (LPS-90) do 1258 mm (PIOMA CS 80).

W 2005 roku, między innymi w związku z koniecznością dostosowania maszyn do wymagań dyrektywy maszynowej oraz dyrektywy ATEX, ciągnik PIOMA CS 80 poddano modernizacji. Wyposażenie elektryczne ciągnika (w tym układ sterowania i diagnostyki) dostosowane zostało do wymagań dyrektywy ATEX, bez zmiany jego funkcjonalności. W odpowiedzi na rosnące wymagania odnośnie siły uciągu zmodernizowany ciągnik zyskał możliwość pracy z pięcioma wózkami napędowymi, podwyższone zostało również ciśnienie zasilania silników napędowych. Pozwoliło to na uzyskanie maksymalnej siły uciągu 105 kN. Podwyższenie siły uciągu, uzyskiwanej z jednego wózka napędowego, do 21 kN (w ciągniku PIOMA CS 80 siła uciągu jednego wózka wynosiła 15 kN) wymagało przeprojektowania układu hamulcowego. Siłowniki hamulcowe zamiast sprężyn talerzowych wyposażone zostały w sprężyny śrubowe (rys. 4.27). Dzięki specjalnie zaprojektowanym sprężynom wzrosła statyczna siła hamowania, a także wydłużył się znacznie czas eksploatacji siłowników. Do zwiększonej siły uciągu dostosowane zostały również elementy przenoszące siłę uciągu, takie jak korpusy wózków napędowych oraz układ jezdny kabiny operatora. Kabina operatora została dodatkowo zabezpieczona kratą [27].

Rys. 4.27. Rozwiązanie układu hamulcowego ze sprężyną śrubową [27]

Bez większych zmian pozostał układ hydrauliczny lokomotywy, który wyposażony został w blok zaworowy do załączania/wyłączania jednego lub dwóch wózków napędowych.

Ciągnik zyskał również nowe oznakowanie - PIOMA CSP.

W późniejszym okresie ciągnik PIOMA CSP (rys. 4.28) poddano kolejnej modernizacji. Maksymalną liczbę wózków napędowych zwiększono do sześciu, co pozwoliło na zwiększenie siły uciągu do wartości 120 kN. Cały układ jezdny kabin operatora, cięgła oraz wózki napędowe pochodziły z wdrażanego w tym okresie do eksploatacji ciągnika PIOMA CS 120 (rozdz. 4.4). Dodatkowo układ sterowania i diagnostyki wyposażono w tzw. "czarną skrzynkę” rejestrującą

Open Access (CC BY-NC 4.0)

odczyty wszystkich stanów ostrzegawczych i awaryjnych zainstalowanych na maszynie czujników. W tabeli 4.4 podano podstawowe parametry ciągnika PIOMA CSP.

Rys. 4.28. Ciągnik spalinowy podwieszony PIOMA CSP [27]

Podstawowe dane techniczne ciągnika PIOMA CSP [27]

Tabela 4.4.

Siła uciągu ciągnika: - dla sześciu wózków napędowo-jezdnych - dla pięciu wózków napędowo-jezdnych - dla czterech wózków napędowo-jezdnych - dla trzech wózków napędowo-jezdnych	 120 kN 105 kN 85 kN 63 kN
Maksymalna prędkość jazdy: - dla sześciu wózków napędowo-jezdnych - dla pięciu wózków napędowo-jezdnych - dla czterech wózków napędowo-jezdnych - dla trzech wózków napędowo-jezdnych	 1,2 m/s 1,45 m/s 1,9 m/s 2,5 m/s
Promień skrętu: - w poziomie - w pionie	 4 m 8 m
Maksymalne nachylenie trasy	±30°
Profil szynowej trasy jezdnej	I 155 (wg PN)

4.3.2. Ciągnik PIOMA FM 80

W 2006 roku, w wyniku zmian własnościowych Fabrykę Maszyn Górniczych PIOMA S.A. przejął FAMUR S.A. tworząc jednostkę organizacyjną pod nazwą FAMUR S.A. Systemy Transportowe PIOMA oddział w Piotrkowie Trybunalskim. W 2010 roku specjaliści tego oddziału rozpoczęli prace

Open Access (CC BY-NC 4.0)

projektowe nad zupełnie nową maszyną, która docelowo miała zastąpić produkowany od 2003 roku ciągnik typu PIOMA CS80/PIOMA CSP. Efektem prac był, wdrożony w 2012 roku, do próbnej eksploatacji, ciągnik PIOMA FM 80 (rys. 4.29) o możliwie jak najmniejszych gabarytach i masie, zwartej konstrukcji a jednocześnie prostej obsłudze i wysokiej niezawodności.

Rys. 4.29. Ciągnik spalinowy podwieszony PIOMA FM 80 na targach KATOWICE'2013 [27]

Podstawowe parametry podano w tabeli 4.5.

Podstawowe dane techniczne ciągnika PIOMA FM 80 [27]

Tabela 4.5.

Siła uciągu ciągnika: - dla sześciu wózków napędowo-jezdnych - dla pięciu wózków napędowo-jezdnych - dla czterech wózków napędowo-jezdnych - dla trzech wózków napędowo-jezdnych	 120 kN 105 kN 85 kN 63 kN
Maksymalna prędkość jazdy: - dla sześciu wózków napędowo-jezdnych - dla pięciu wózków napędowo-jezdnych - dla czterech wózków napędowo-jezdnych - dla trzech wózków napędowo-jezdnych	 1,2 m/s 1,5 m/s 1,8 m/s 2,2 m/s
Promień skrętu: - w poziomie - w pionie	 4 m 8 m
Maksymalne nachylenie trasy	±30º
Profil szynowej trasy jezdnej	I 155 (wg PN)

Przeciwwybuchowej budowy napęd spalinowy typu ZNS 80 opracowany został na bazie silnika DEUTZ z serii 1013M, początkowo o mocy 81 kW, później 95 kW. Układ chłodzenia spalin (jak w ciągniku PIOMA CS80/PIOMA CSP) składał się z dwupłaszczowego, chłodzonego cieczą, kolektora wydechowego oraz mokrej płuczki spalin. Nowa płuczka posiadała jeszcze większą objętość (140 dm^3), a nowe przerywacze płomieni konstrukcję płytkową przypominającą szczelinomierz, do czyszczenia których nie

Open Access (CC BY-NC 4.0)

zachodziła (jak poprzednio) potrzeba demontażu płytek. W układzie dolotowym zastosowano również płytkowy przerywacz płomieni, który zabudowany został w szczelnej obudowie wykonanej ze stali nierdzewnej [27].

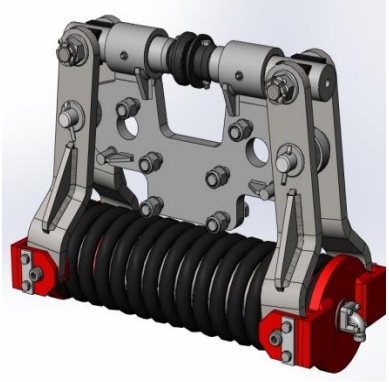
Zasadniczo zmodyfikowano układ hydrauliczny, stosując w miejsce dotychczas czterech lub pięciu pomp (jednej tłoczkowej i trzech/czterech zębatych) dwie pompy tłoczkowe zmiennej wydajności. Pierwsza, posiadająca wewnętrzne sterowanie, zasilała (w zamkniętym obiegu oleju) tylko promieniowo-tłokowe silniki hydrauliczne wózków napędowych. Druga z pomp - pomocnicza zasilała:

- układ ładowania hydroakumulatora rozruchu,
- układ docisku kół napędowych,
- układ hamulcowy,
- układ sterowania oraz układ zasilania urządzeń pomocniczych.

Takie rozwiązanie posiadało cały szereg zalet, jak np:

- zdecydowanie mniejsze nagrzewanie się oleju hydraulicznego,
- zmniejszenie obciążenia silnika spalinowego,
- mniejszą liczbę filtrów,
- prostą budowę układu hydraulicznego,
- dużą niezawodność,
- łatwą diagnostykę.

W ramach doskonalenia układu hamulcowego, po raz pierwszy zastosowano rozwiązanie, w którym układy hamulcowe były kompletnym, oddzielnym podzespołem (rys. 4.30) mocowanym do wózków napędowych lub wózków jezdnych. Niezależne od położenia wózków napędowych, rozmieszczenie układów hamulcowych pozwalały na równomierne rozłożenie siły hamowania. W standardowych rozwiązaniach liczba układów hamulcowych była taka sama jak wózków napędowych, ale przy wyjątkowo niebezpiecznych pracach transportowych liczba układów hamulcowych mogła być zwiększona.

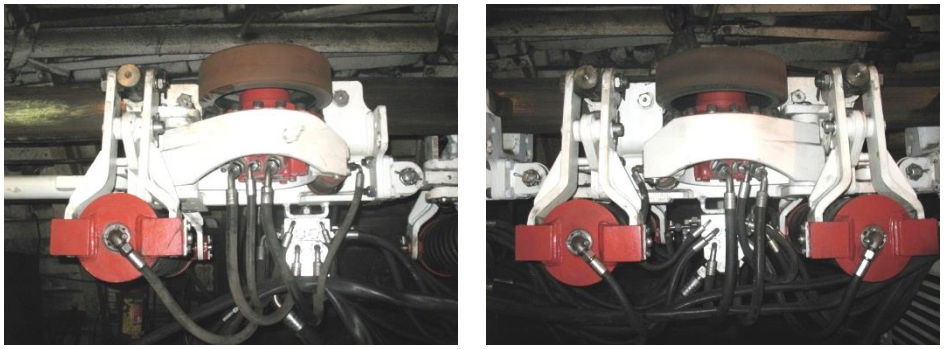


Rys. 4.30. Układ hamulcowy ciągnika PIOMA FM 80 [27]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Ciągnik PIOMA FM 80 wyposażono w nowe wózki napędowe. W porównaniu do wózków ciągnika PIOMA CS 80 zmniejszono długość, zwiększono sztywność oraz uproszczono konstrukcję.

Korpus wózka napędowego przystosowano do zamocowania układów hamulcowych na obydwu jego końcach (rys. 4.31).



a) b)

Rys. 4.31. Wózek napędowy ciągnika PIOMA FM 80:
a) z jednym układem hamulcowym, b) z dwoma układami hamulcowymi [27]

Nowe rozwiązanie kabiny operatora (rys. 4.32) zawieszono na dwóch wózkach poprzez belkę przystosowaną do przeniesienia siły uciągu ciągnika. Zabudowano w niej elementy amortyzujące jednocześnie zwiększając jej sztywność. Mimo małej wysokości uzyskano znacznie więcej przestrzeni nad głową operatora niż w ciągnikach PIOMA CS 80/PIOMA CSP, zapewniając operatorowi bezpieczną i komfortową pracę.

Rys. 4.32. Kabina operatora ciągnika PIOMA FM 80 [27]

W ciągniku PIOMA FM 80 zastosowano opracowany, w wyniku zrealizowanego przez firmę ELSTA Sp. z o.o. oraz KOMAG, projektu celowego pt.: „Mikroprocesorowy układ sterująco-zabezpieczający do pojazdów z napędem spalinowym”, modułowy układ sterująco-zabezpieczający skonfigurowany z nowoopracowanych elementów [30, 31].

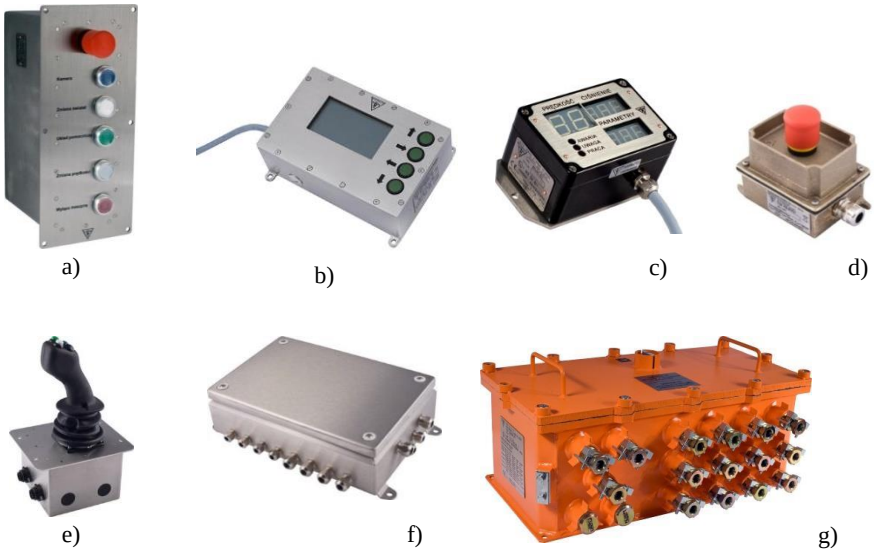
Open Access (CC BY-NC 4.0)

Elementami tymi są (rys. 4.33):

- zasilacz układu sterująco-zabezpieczającego typu ZUSD-01,
- koncentratory sygnałów obiektowych KSO-1/* (KSO-3/*),
- monitor stanu pracy maszyny typu MSPM-01 (MSPM-01),
- pulpity sterownicze typu PSM-01/*,
- wyświetlacze LED typu WLM-01,

a także odpowiednie czujniki oraz elementy wykonawcze.

Informacje o budowie i funkcjonalnościach wymienionych urządzeń podano w kartach katalogowych [32].

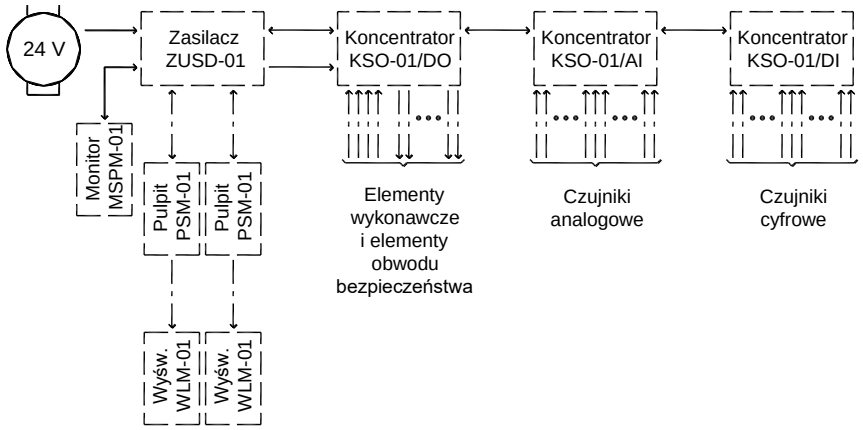


Rys. 4.33. Elementy uniwersalnego systemu sterowania maszynami spalinowymi USSMS [32]:

a) pulpit sterowniczy maszynisty, b) monitor stanu pracy maszyny, c) wyświetlacz LED maszynisty, d) kaseta sterownicza, e) manipulator sterowniczy, f) koncentrator sygnałów obiektowych, g) zasilacz układu sterowania i diagnostyki

Na rysunku 4.34 przedstawiono poglądowy schemat blokowy połączeń poszczególnych urządzeń układu.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 4.34. Schemat blokowy układu sterująco-zabezpieczającego [31]

Układ zasilany jest za pośrednictwem zasilacza, z zabudowanego na silniku spalinowym alternatora, napięciem 24 V. Obwody zasilane napięciem alternatora wyposażone są w kontrolę stanu izolacji. Zasilacz dostarcza napięć niezbędnych do poprawnej pracy poszczególnych elementów układu sterowania oraz realizuje algorytm sterowania za pomocą zabudowanego w nim sterownika, który komunikuje się z koncentratorami, pulpitami i wyświetlaczami (poprzez pulpity sterownicze) za pomocą magistrali CAN. W zasilaczu zabudowano kartę pamięci umożliwiającą rejestrację parametrów pracy maszyny oraz ostrzeżeń i awarii z dłuższego okresu czasu [30, 31].

W czasie pracy maszyny sygnały z czujników są przetwarzane w koncentratorach obiektowych. Sygnały z koncentratorów są przekazywane do jednostki centralnej w zasilaczu, która zgodnie z algorytmem pracy steruje odpowiednio elementami wykonawczymi oraz wypracowuje sygnały informacyjne [32]. Zastosowanie koncentratorów znacząco zredukowało liczbę bezpośrednich połączeń pomiędzy czujnikami a jednostką centralną.

Zadawanie prędkości, wybór trybu pracy oraz wybór kierunku jazdy zrealizowano na drodze elektrycznej. Podczas pracy są kontrolowane i wskazywane podstawowe parametry założone dla maszyny, jak również komunikowane stany awaryjne, a w wybranych przypadkach (określonych w algorytmie) także stany przedawaryjne.

Opracowany przez firmę ELSTA Sp. z o.o. i KOMAG, przedstawiony układ sterująco-zabezpieczający charakteryzuje się następującymi cechami:

– multifunkcjonalnością, oznaczającą łatwość realizacji określonych i różnorodnych zadań, np. przez zmianę oprogramowania,
– inteligencją, oznaczającą możliwość podejmowania decyzji i komunikację z otoczeniem,

Open Access (CC BY-NC 4.0)

– elastycznością, oznaczającą łatwość modyfikacji konstrukcji na etapie projektowania maszyny, produkcji oraz eksploatacji urządzenia, poprzez zastosowanie konstrukcji modułowej,
– możliwością dyskretnego dla operatora działania, poprzez zastosowanie interfejsów użytkownika do komunikacji z obsługą,
– możliwością spełnienia wymagań odbiorcy, uwarunkowanych możliwościami technologicznymi wykonania.

Opracowany układ znalazł zastosowanie w maszynach spalinowych produkowanych przez wszystkich krajowych producentów.

4.3.3. Ciągnik FMS

W 2014 roku ciągnik PIOMA FM 80 poddano modernizacji polegającej głównie na rozszerzeniu opcjonalnego wyposażenia.

W ramach modernizacji opracowano i wdrożono między innymi [27]:

– dwa systemy zębatego przeniesienia napędu (rys. 4.35 i 4.36),
– multiplikację ciśnienia docisku kół napędowych,
– możliwość zastosowania siedmiu wózków napędowych dających łączną siłę uciągu 140 kN,
– układ antypoślizgowy kół napędowych.

Rys. 4.35. Napęd cierny (po lewej) i zębaty z zębatką pionową umieszczoną pod szyną (po prawej) [27]

Rys. 4.36. Napęd cierno-zębaty ciągnika FMS [27]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Zmodernizowany ciągnik oznaczono symbolem FMS (rys. 4.37), a jego podstawowe dane techniczne podano w tabeli 4.6. W tabeli 4.7 podano wartości siły uciągu ciągnika w zależności od jego konfiguracji, a na rysunku 4.38 jego wymiary i masę.

Rys. 4.37. Ciągnik spalinowy podwieszony FMS [27]

Podstawowe dane techniczne ciągnika FMS [27]

Tabela 4.6.

Silnik spalinowy	M14S-A lub M14S-B
Nominalna moc silnika spalinowego	81 kW/2300 min^{-1} dla M14S-A 95 kW/2300 min^{-1} dla M14S-B
Maksymalna siła uciągu	140 kN
Maksymalna prędkość jazdy	2,6 m/s
Pojemność zbiornika paliwa	80 lub 140 dm^3
Średnica ciernych kół napędowych	standard 340 mm na zamówienie 350 lub 360 mm
Promień skrętu: - w poziomie - w pionie	 4 m 10 m
Maksymalne nachylenie trasy	±30°
Profil szynowej trasy jezdnej	I 155 (wg PN) oraz inne kompatybilne (np.: I 140E, I 140V95, I 250, DT175, BWTU-50/100

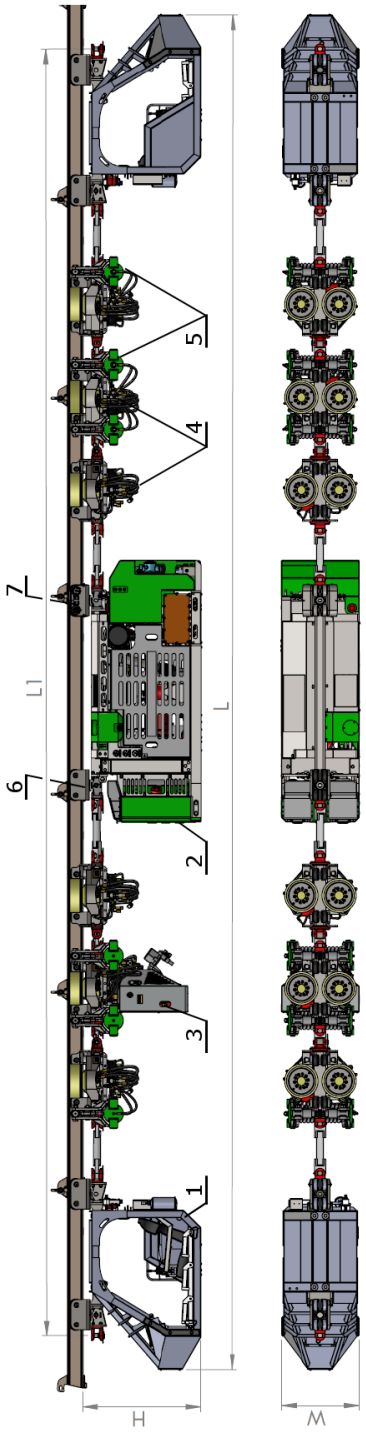
Siła uciągu ciągnika FMS w zależności od jego konfiguracji [27]

Tabela 4.7.

Liczba napędów ciernych / Liczba napędów zębatych		-		3		4		5		6	7
Wersja 20 [kN]	Wersja 30 [kN]	Maksymalna siła uciągu [kN] ˣˣ									
-	-	-		63		85		105		120	140
1	1			83	93	105	115	125	135	140	
2	2			103	123	125	140ˣ	140ˣ			
3	3	60	90	123		140ˣ					
4	4	80	120								

ˣ — siła uciągu ograniczona do 140 [KN]
ˣˣ – maszyna posiada możliwość regulacji siły uciągu

Open Access (CC BY-NC 4.0)



	4 wózki napędowe	5 wózków napędowych	6 wózków napędowych	7 wózków napędowych
L	10 000 - 11 800 mm	10 930 - 12 730 mm	11 870 - 13 655 mm	12 795-14 595 mm
L1	9320 - 11 120 mm	10 250 - 12 050 mm	11 190 - 12 975 mm	12 115-13 915 mm
W	**780 mm**			
H	**1185 mm**			
Masa	4800 – 5350 kg	5200 – 5800 kg	5600 – 6250 kg	6000-6700 kg

Rys. 4.38. Ciągnik spalinowy podwieszony FMS – główne zespoły, wymiary i masa [27]

1 - kabina operatora, 2 – przedział silnikowy, 3 – przedział pomocniczy, 4 – wózek napędowy, 5 – układ hamulcowy, 6-wózek nośny przedziału silnikowego (opcjonalnie z wyzwalaczem odśrodkowym), 7 – wózek nośny przedziału silnikowego z pomiarem prędkości

Open Access (CC BY-NC 4.0)

4.4. Ciągniki PIOMA CS 120, PIOMA CZS 120, CSZ

W 2008 r. w FAMUR S.A. powstał prototyp ciągnika PIOMA CS 120 (rys. 4.39). Nowo opracowany ciągnik przewidziano głównie do transportu materiałów o dużej masie, zwłaszcza o dużej masie jednostkowej, w związku z czym w podstawowej wersji przewidziano sześć wózków z ciernym przeniesieniem napędu. Podstawowe dane ciągnika podano w tabeli 4.8.

Rys. 4.39. Ciągnik PIOMA CS 120 na wystawie Mining Expo 2008 w Sosnowcu [27]

Podstawowe dane techniczne ciągnika PIOMA CS-120 [27]

Tabela 4.8.

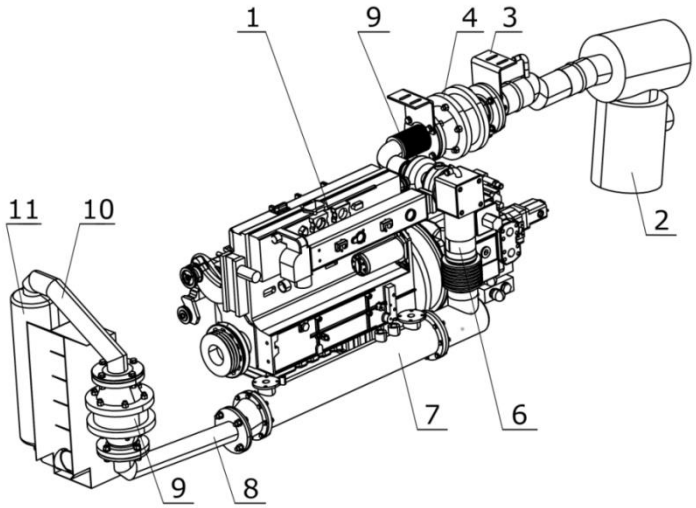
Siła uciągu ciągnika: - dla sześciu wózków napędowo-jezdnych - dla pięciu wózków napędowo-jezdnych - dla czterech wózków napędowo-jezdnych	 120 kN 105 kN 85 kN
Maksymalna prędkość jazdy: - dla sześciu wózków napędowo-jezdnych - dla pięciu wózków napędowo-jezdnych - dla czterech wózków napędowo-jezdnych	 1,6 m/s 2,0 m/s 2,0 m/s*
Promień skrętu: - w poziomie - w pionie	 4 m 8 m
Maksymalne nachylenie trasy	±30°
Profil szynowej trasy jezdnej	I 155 (wg PN)**

* technicznie możliwa jest prędkość jazdy 2,6 m/s; ograniczona fabrycznie do 2,0 m/s ze względu na obowiązujące w Polsce przepisy.
** dopuszczalne są inne kompatybilne profile toru jezdnego po ustaleniu z producentem ciągnika.

W odróżnieniu od produkowanych wówczas ciągników PIOMA CSP (rozdz. 4.3.2.) nowa maszyna wyposażona została w zespół napędowy ZNS 120 bazujący na turbodoładowanym, sześciocylindrowym silniku spalinowym DEUTZ z serii 1013M o mocy 123 kW. Spaliny z silnika odprowadzane były

Open Access (CC BY-NC 4.0)

poprzez dwupłaszczowy kolektor wydechowy do wymiennika ciepła – tzw. suchej płuczki spalin (w ciągniku PIOMA CSP stosowano płuczkę wodną), a następnie poprzez przerywacz płomieni i łapacz iskier do atmosfery (rys. 4.40). W związku z większą ilością wytwarzanego w czasie pracy ciepła (w porównaniu do ciągników z silnikiem czterocylindrowym) zastosowano dwa odseparowane obiegi chłodzenia - jeden obieg przewidziano do chłodzenia silnika, a drugi (z odrębną pompą cieczy chłodzącej) do chłodzenia spalin [27].



Rys. 4.40. Zespół napędowy ZNS 120 [27]

1 – silnik spalinowy, 2 - filtr powietrza, 3 - przepustnica powietrza, 4 - dolotowy przerywacz płomieni, 6 - kolektor wylotowy, 7 - chłodnica spalin, 8 - przewód rurowy, 9 - przewód rurowy z kompensatorem, 10 - przewód rurowy, 11 - łapacz iskier

Wraz z silnikiem o większej mocy zastosowano wielotłoczkową pompę główną o chłonności 250 cm^3/obr (pompa zastosowana w ciągniku PIOMA CSP posiadała chłonność 180 cm^3/obr). Oprócz głównej pompy napędu jazdy, bezpośrednio z wału silnika napędzano cztery pompy zębate – układ hydrauliczny składał się z pięciu obwodów zasilanych z oddzielnych pomp. Pompa główna zasilała cztery, pięć lub sześć par wolnoobrotowych silników hydraulicznych, pracujących w układzie przekładni hydrostatycznej w obiegu zamkniętym. Wydajność pompy głównej regulowano za pomocą zaworu proporcjonalnego, sterującego również obrotami silnika spalinowego. Układ regulacji automatycznie dostosowywał wydajność pompy głównej (a przez to prędkość jazdy) do występującego obciążenia (ciśnienia roboczego). W czasie pracy wartość ciśnienia oleju w układzie napędowym (roboczym) cały czas monitorowano i wyświetlano w kabinach. Maksymalne ciśnienie ograniczano za pomocą zaworów bezpieczeństwa [27].

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Uzupełnianie i przepłukiwanie gorącego oleju w pompie głównej zrealizowano zewnętrzną pompą zębatą. Zasilała ona blok doładowania pompy głównej, skąd gorący olej odprowadzano do zewnętrznej chłodnicy oleju, a następnie poprzez filtr spływowy wracał do zbiornika oleju. W zbiorniku zainstalowano czujnik temperatury oleju roboczego, zatrzymujący ciągnik po przekroczeniu wartości 80ºC. W układzie doładowania kontrolowano minimalne ciśnienie oleju. Zatrzymanie silnika w chwili osiągnięcia dolnego progu wartości, zabezpieczało pompę główną przed uszkodzeniem wynikającym z pracy „na sucho". Maksymalne ciśnienie w układzie doładowania zabezpieczono zaworem przelewowym w bloku doładowania [27].

Kolejne dwie pompy zębate zasilały układ sterowania. Jedna z nich służyła do zasilania siłowników hamulców, siłowników docisku kół i ładowania hydroakumulatora rozruchu. Ciśnienie w siłownikach docisku regulowano zaworem. Z każdym siłownikiem docisku współpracował hydroakumulator, wyrównujący skoki ciśnienia w momencie przejazdu kół przez złącza szyn. Z hydroakumulatora rozruchu zasilano rozrusznik hydrauliczny silnika spalinowego, a także siłownik przepustnicy powietrza dolotowego, siłownik otwierający/zamykający dopływ paliwa oraz siłownik uruchamiania instalacji gaśniczej. Druga pompa (w zależności od położenia rozdzielacza) zasilała albo zewnętrzne urządzenia pomocnicze (np. wciągarki zestawów transportowych), albo zawór proporcjonalny, sterujący siłownikiem „gazu" i regulatorem wydajności pompy głównej. Wówczas pompa ta zasilała dodatkowo silnik wentylatora chłodnicy oleju. Z odrębnej pompy zębatej zasilano bezpośrednio silnik hydrauliczny napędzający alternator [27].

W celu lepszego wykorzystania mocy silnika spalinowego, umożliwiono odłączenie piątego i/lub szóstego napędu (po zatrzymaniu maszyny), co pozwalało na uzyskanie większej prędkości jazdy. W tym celu w bloku sterowania zabudowano elektrozawór realizujący opisaną funkcję z kabiny operatora.

W ciągniku zastosowano układ sterowania bazujący na systemie FAMAC OPTI firmy FAMUR S.A. Sterowanie z kabin realizowano wyłącznie na drodze elektronicznej - w tym sterowanie obrotami silnika spalinowego i wydajnością pompy głównej poprzez elektrohydrauliczne zawory proporcjonalne, a sterowanie mocą oddawaną do napędu poprzez układ elektryczny [27].

W 2011 roku przeprowadzono modernizację ciągnika PIOMA CS 120. W zmodernizowanym ciągniku oznaczonym symbolem PIOMA CSZ 120 (rys. 4.41) oprócz standardowego napędu ciernego zastosowano dodatkowo napęd cierno-zębaty. Do ciernych kół napędowych przymocowano specjalne przystawki z kołami zębatymi. Listwę zębatą, na którą przenoszono moment obrotowy, przymocowano do górnej półki szyny jezdnej (rys. 4.42). Zmniejszona średnica podziałowa kół zębatych (w stosunku do kół ciernych) pozwoliła na uzyskanie prawie dwukrotnie większej siły uciągu przy tej samej liczbie wózków napędowych [27].

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 4.41. Ciągnik PIOMA CSZ 120 [27]

Rys. 4.42. Zębaty układ przeniesienia napędu w ciągniku PIOMA CSZ 120 [27]

W układzie napędowym w miejsce pompy typu A4VSG 250 zastosowano pompę A4VG 250 z serii pomp mobilnych. Podobnie, jak w ciągnikach PIOMA FM 80 i FMS w miejsce pomp zębatych zastosowano jedną pompę pomocniczą zmiennej wydajności, która przejęła funkcje realizowane w dotychczasowym rozwiązaniu, przez pompy zębate. W ten sposób układ hydrauliczny został znacząco uproszczony, tak co do liczby obwodów, jak i liczby zastosowanych elementów. Ograniczona liczba odbiorników pozwoliła na wykorzystanie do napędu jazdy 100 kW ze 123 kW mocy jaką dysponuje silnik spalinowy, tj. o 15 kW więcej w porównaniu do ciągnika PIOMA CS 120 [27].

W ciągniku zastosowano układ sterowania firmy ELSTA Sp. z o.o. (obecnie ELSTA ELEKTRONIKA Sp. z o.o. S.K.A.) bazujący na zespole zasilająco-sterującym typu ZUSD-01 (rozdz. 4.3.2.). Elementy sterowania pracą lokomotywy umieszczono w kabinach operatorów. Parametry pracy lokomotywy wyświetlano na bieżąco na wyświetlaczach WLM-01 również zabudowanych w kabinach. Moduł ZUSD-01 podobnie jak generator prądu

Open Access (CC BY-NC 4.0)

i monitor stanu pracy MSPM-01 umieszczono w przedziale pomocniczym. Generator napędzano paskiem klinowym z silnika hydraulicznego. Opcjonalnie w przedziale pomocniczym zainstalowano odbiornik RXM-01/C do pilota radiowego. Sygnały z czujników zabudowanych w głównej części maszynowej ciągnika zbierały koncentratory wejść-wyjść. Poprzez koncentrator zrealizowano również sterowanie dwucewkowym zaworem proporcjonalnym typu iEA22/1A firmy TIEFENBACH. Wszystkie sygnały przekazywano do zespołu ZUSD-01, który pełnił również funkcję układu diagnostyki [27].

Efektem, przeprowadzonej w 2015 roku modernizacji maszyny PIOMA CSZ 120, jest aktualnie oferowany przez FAMUR S.A. (grudzień 2020 r.) ciągnik oznaczony symbolem CSZ (rys. 4.43 i rys. 4.44). Podstawowym celem modernizacji było zunifikowanie podzespołów ciągnika CSZ z podzespołami ciągnika FMS (rozdz. 4.3.3).

Rys. 4.43. Ciągnik CSZ na targach KATOWICE'2015 [27]

Z ciągnika FMS zastosowano między innymi [27]:

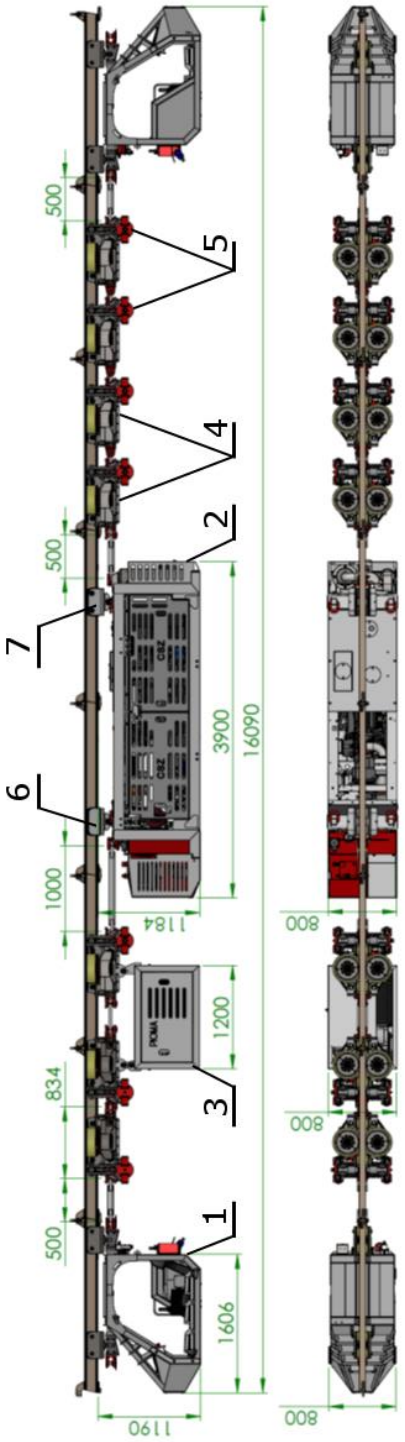
- szkielet kabiny operatora z układem jezdnym,
- wózki napędowe,
- układy hamulcowe,
- wybrane hydrauliczne bloki zaworowe.

Ponadto ciągnik CSZ wyposażono w [27]:

- wózek napędowy zębaty przystosowany do współpracy z listwą zębatą umieszczoną pod dolną półką szyny,
- układ antypoślizgowy kół napędowych,
- multiplikację ciśnienia docisku kół napędowych,
- sterowanie z wykorzystaniem pilota radiowego.

Podstawowe dane ciągnika CSZ przedstawiono w tabeli 4.9. Siła uciągu jest zgodna z wartościami podanymi w tabeli 4.7 (rozdz. 4.3.3). Zauważalny jest wzrost prędkości ciągnika CSZ w porównaniu do ciągnika FMS, co przedstawiono na rysunku 4.45.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



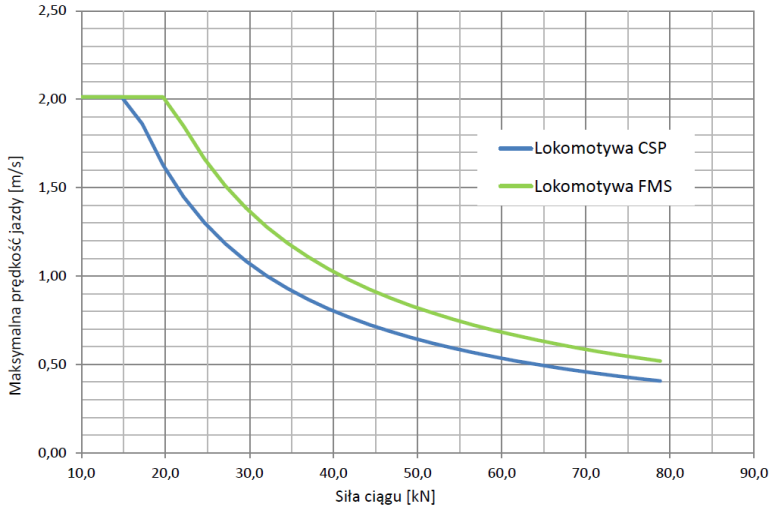
Rys. 4.44. Ciągnik spalinowy podwieszony CSZ – główne zespoły i wymiary [27]
1 - kabina operatora, 2 – przedział silnikowy, 3 – przedział pomocniczy, 4 – wózek napędowy, 5 – układ hamulcowy, 6 - wózek nośny przedziału silnikowego (opcjonalnie z wyzwalaczem odśrodkowym), 7 – wózek nośny przedziału silnikowego z pomiarem prędkości

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Podstawowe dane techniczne ciągnika CSZ [27]

Tabela 4.9.

Silnik spalinowy	ZNS-120
Nominalna moc silnika spalinowego	123 kW/2300 obr./min
Maksymalna siła uciągu	140 kN
Maksymalna prędkość jazdy	2,6 m/s
Średnica ciernych kół napędowych	standard 340 mm
Promień skrętu: - w poziomie - w pionie	4 m 8 m
Maks. nachylenie trasy	± 30°
Profil szynowej trasy jezdnej	I 155 (wg PN) oraz inne kompatybilne (np.: I 140E, I 140V95, I 250, DT175, BWTU-50/100)



Rys. 4.45. Przykładowy wykres prędkości jazdy w funkcji siły uciągu lokomotyw (ciągników) typu CSP i FMS z czterema napędami [27]

4.5. Ciągniki spalinowe typu KP (KPCS, KPZS, KPCZ) do kolejek podwieszonych

Krajowym producentem kolejek podwieszonych, oprócz FAMUR S.A. Systemy Transportowe PIOMA, oddział w Piotrkowie Trybunalskim jest, powstała w 1991 roku, firma BECKER-WARKOP Sp. z o.o. w Świerklanach. W 2008 roku firma ta wprowadziła na rynek swoje pierwsze rozwiązanie ciągnika spalinowego typu KPZS-80 z zębatym przeniesieniem napędu (wózki napędowe typu HZA) o maksymalnej sile uciągu wynoszącej 100 kN. W związku z brakiem własnego rozwiązania napędu spalinowego, wykorzystano agregat spalinowo-

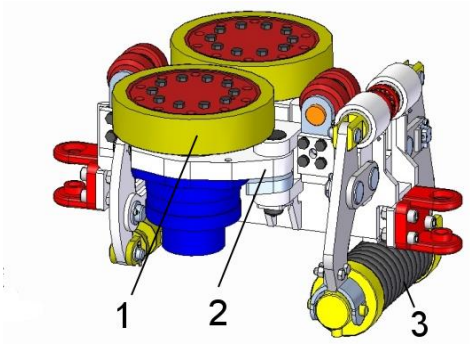
Open Access (CC BY-NC 4.0)

hydrauliczny stosowany przez niemiecką firmę SCHARF w ciągniku podwieszonym typu DZ 1500 [3].

Mając na uwadze planowany rozwój ciągników spalinowych do kolejek podwieszonych, specjaliści BECKER-WARKOP Sp. z o.o. opracowali własne rozwiązania wózków napędowych z ciernym oraz zębatym przeniesieniem napędu, a także własne rozwiązania przeciwwybuchowej budowy napędów spalinowych. W wyniku prowadzonych prac rozwojowych opracowano i wdrożono do produkcji i stosowania kolejki podwieszone z ciągnikami typu KP-148, KP-96, KP-95, każdy z ciernym, cierno-zębatym lub zębatym sposobem przeniesienia napędu [33].

4.5.1. Wózki napędowe z ciernym przeniesieniem napędu

W 2009 roku firma BECKER-WARKOP Sp. z o.o. (opracowując ciągnik KPCS-148) zrealizowała pierwsze własne rozwiązanie napędów ciernych (rys. 4.46).



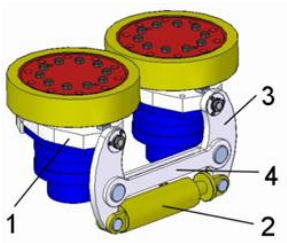
Rys. 4.46. Napęd cierny [33]

1 - korpus, 2 - układ napędowy, 3 - układ hamulcowy

Zastosowano wolnoobrotowe silniki hydrauliczne, koła cierne o średnicy 395 mm oraz specjalnej konstrukcji piastę łączącą koło napędowe z silnikiem hydraulicznym, a także hydrauliczny docisk kół napędowych do środnika szyny. Na rysunku 4.47 przedstawiono układ napędowy, a na rysunku 4.48 układ hamulcowy, w którym szczęki hamulcowe są dociskane do środnika szyny za pomocą sprężyny śrubowej, zaś odhamowanie następuje w wyniku podania medium hydraulicznego (o określonym ciśnieniu) do siłownika hamowania, który pokonując siłę sprężyny powoduje odsunięcie szczęk hamulcowych od szyny. Zarówno sprężyna, jak i siłownik oddziaływują na szczęki poprzez układ dźwigni układu hamulcowego. Układ hamulcowy posiada możliwość dwustopniowej regulacji siły hamowania. W 2010 roku, w wyniku wymagań rynkowych, zastosowano koła cierne o średnicy 340 mm, zaś w 2012 roku przeprowadzono modernizację polegającą na bezpośrednim

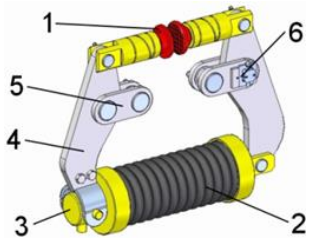
Open Access (CC BY-NC 4.0)

zamocowaniu kół ciernych do silników hydraulicznych. Siła uciągu i hamowania nie uległy zmianie [33].



Rys. 4.47. Układ napędowy [33]

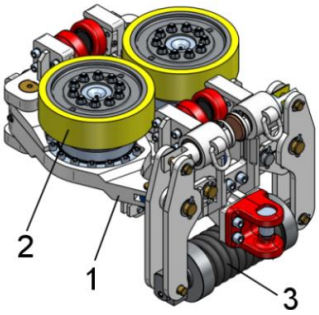
1 - wahacz, 2 - siłownik docisku, 3 - dźwignia, 4 - cięgło



Rys. 4.48. Układ hamulcowy [33]

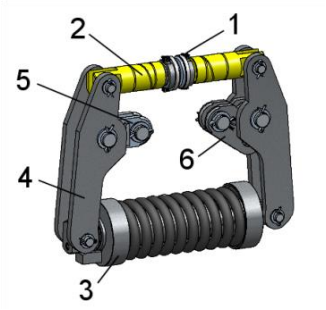
1 - szczęka, 2 - sprężyna, 3 - siłownik odhamowania, 4 - dźwignia, 5 - cięgło, 6 - układ regulacji

W roku 2015 zmodyfikowano dotychczasowe rozwiązanie wózków napędowych, wprowadzając zmiany konstrukcyjne w korpusie napędu, wahaczu, sworzniu wahacza, układzie hamulcowym i siłowniku docisku. Głównym celem modyfikacji była poprawa funkcjonalności napędu bez zmian podstawowych parametrów trakcyjnych. Zmodyfikowane rozwiązanie wózka przedstawiono na rysunku 4.49, a układu hamulcowego na rysunku 4.50.



Rys. 4.49. Zmodyfikowany wózek napędowy [33]

1 - korpus, 2 - układ napędowy, 3 - układ hamulcowy



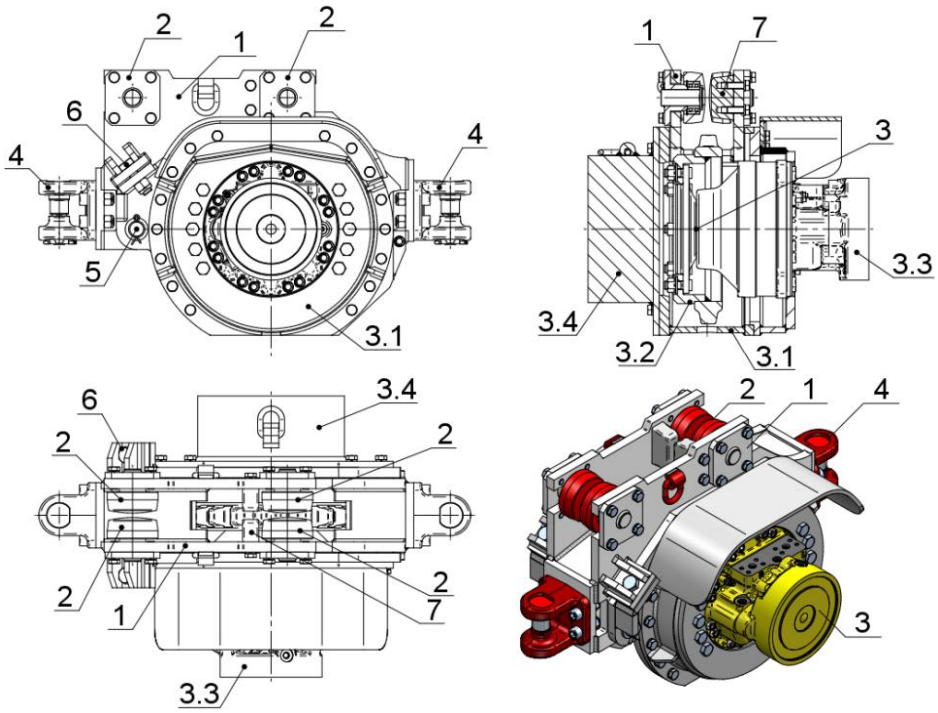
Rys. 4.50. Zmodyfikowany układ hamulcowy [33]

1 - klocek hamulcowy, 2 - popychacz, 3 - siłownik odhamowania, 4 - dźwignia, 5 - łącznik z ogranicznikiem, 6 - blacha regulacyjna

Open Access (CC BY-NC 4.0)

4.5.2. Wózki napędowe z zębatym przeniesieniem napędu. Napęd zębaty HZA

Napęd zębaty HZA (rys. 4.51) cechuje się stałym zazębieniem koła zębatego z zębatką szyny. Zaleca się stosowanie toru jezdnego wyposażonego w zębatkę typu BWT-50/100. Układ hamulcowy napędu spełnia wymagania urządzenia hamowania awaryjnego i może być stosowany do zabezpieczania zestawu transportowego, przeznaczonego do transportu materiałów.

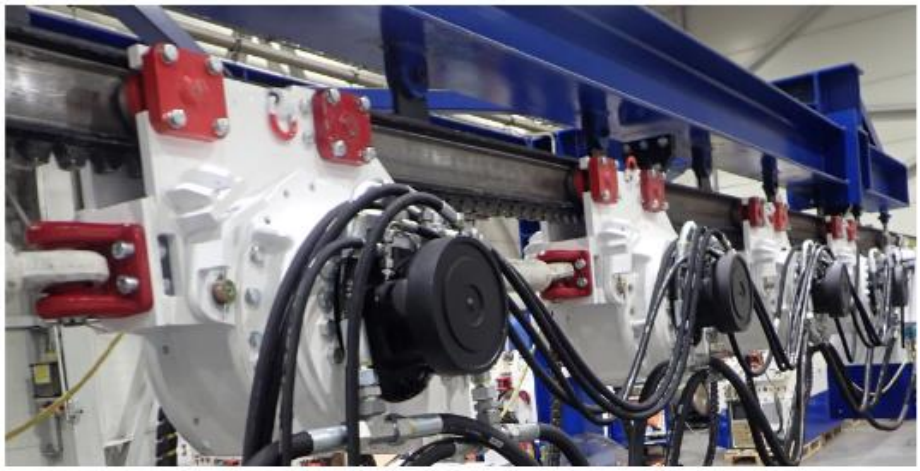


Rys. 4.51. Budowa napędu zębatego HZA [33]
1 - rama mechanizmu jezdnego, 2 - rolki jezdne, 3 - jednostka napędowa, 4 - zaczep palcowy, 5 - sworzeń łączący, 6 - śruby łączące ramę napędu z ramą jezdną, 7- zabezpieczenia przed zerwaniem kół

Zębate koło napędowe (poz. 3.2) - zabudowane w ramie (poz. 3.1) jednostki napędowej (poz.3) - może być napędzane silnikiem hydraulicznym (poz. 3.3) jedno- lub dwubiegowym, wyposażonym w hamulec płytkowy. W takim przypadku po przeciwnej stronie silnika hydraulicznego wymagana jest zabudowa przeciwwagi (poz. 3.4). Możliwe jest zastosowanie silnika hydraulicznego bez hamulca, co jednak wymaga zabudowy (w miejsce przeciwwagi poz. 3.4) sprężynowego hamulca ciernego. Hamulce działają na zasadzie „fail-safe”, tj. w przypadku podania ciśnienia do silników następuje odblokowanie hamulca; natomiast w przypadku zaniku ciśnienia następuje mechaniczne zadziałanie hamulca (wyzwolenie energii sprężyn).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

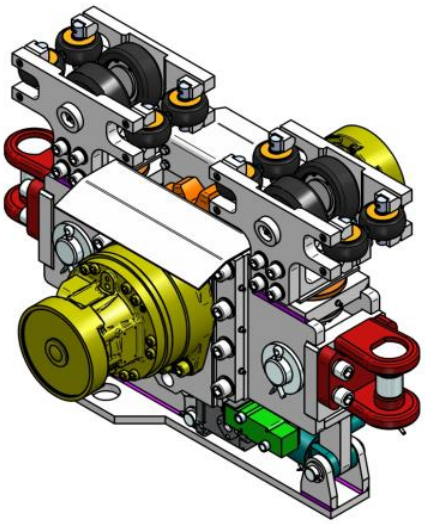
Na rysunku 4.52 przedstawiono przykład zabudowy napędu zębatego HZA do kolejki podwieszonej.



Rys. 4.52. Przykład zabudowy napędów zębatych HZA do kolejki podwieszonej [33]

Napęd zębaty

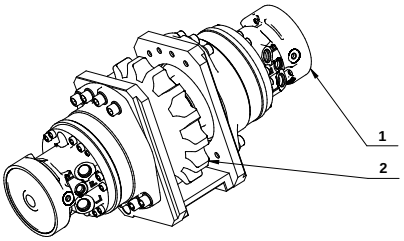
W związku z tym, że napęd HZA cechuje się stałym zazębieniem z zębatką, opracowano alternatywne, rozłączalne rozwiązanie napędu zębatego (rys. 4.53).



Rys. 4.53. Wózek z rozłączalnym napędem zębatym [33]

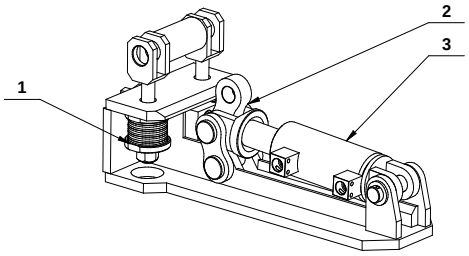
Open Access (CC BY-NC 4.0)

W korpusie zespołu napędowego (na wspólnym wale) po obu stronach koła zębatego zabudowano dwa silniki hydrauliczne z hamulcami płytkowymi (rys. 4.54). W wózku jezdnym zabudowano (w jego dolnej części) mechanizm podnoszenia i opuszczania zespołu napędowego (rys. 4.55), który poprzez układ dźwigni wraz z siłownikiem hydraulicznym oraz układem sprężyn, umożliwia zasprzęglanie lub wysprzęglanie koła zębatego napędu z listwą zębatą trasy.



Rys. 4.54. Układ napędowy [33]

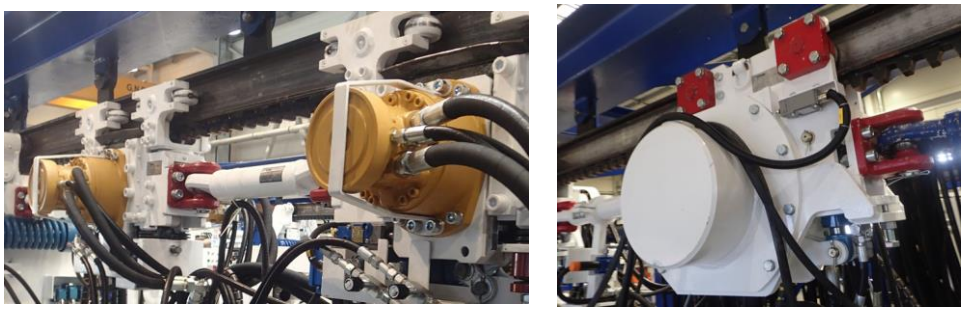
1 - silnik hydrauliczny, 2 - koło napędowe



Rys. 4.55. Mechanizm podnoszenia i opuszczania zespołu napędowego [33]

1 - sprężyna, 2 - układ dźwigni, 3 - siłownik

Na rysunku 4.56a przedstawiono przykład zabudowy rozłączalnego napędu zębatego do kolejki podwieszonej, a na rysunku 4.56b przykład zabudowy nowego rozwiązania napędu rozłączalnego zębatego HZAO.



Rys. 4.56. Przykład zabudowy napędu zębatego do kolejki podwieszonej [33]

a – rozłączalnego, b - rozłączalnego HZAO

Open Access (CC BY-NC 4.0)

4.5.3. Ciągniki spalinowe typu KP z ciernym, zębatym i cierno-zębatym przeniesieniem napędu

Podstawą pierwszego rozwiązania ciągników spalinowych firmy BECKER-WARKOP Sp. z o.o. był agregat spalinowo-hydrauliczny firmy SCHARF. Opracowanie własnych rozwiązań agregatów stanowiło podstawę rozwoju ciągników spalinowych do kolejek podwieszonych przedstawionych w tabeli 4.10.

Prace rozwojowe w zakresie ciągników spalinowych do kolei podwieszonych w latach 2008-2015 [33]

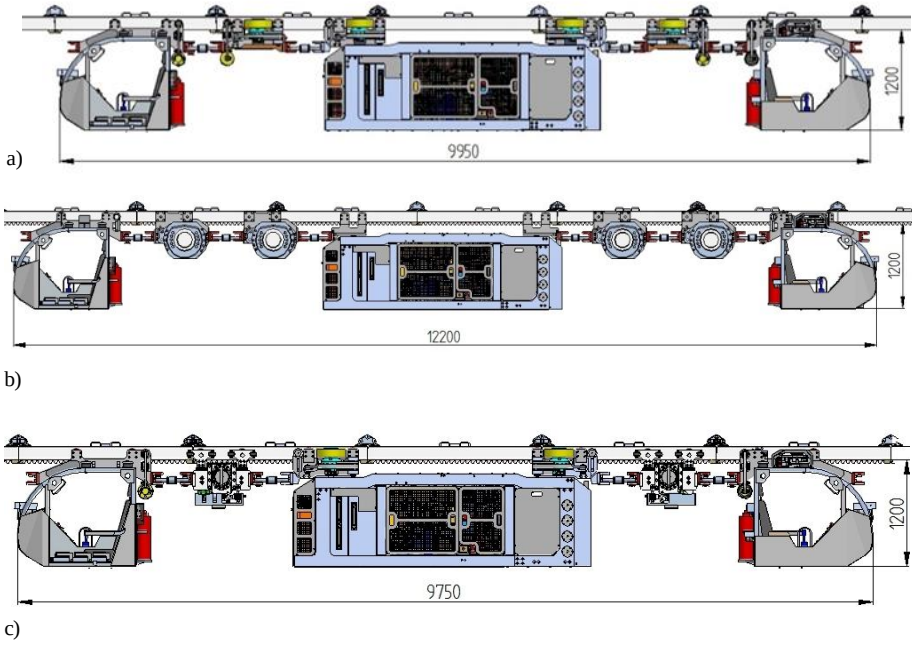
Tabela 4.10.

Lp.	Rok wdro-żenia	Typ	Rodzaj napędu	Agregat zasilający
1.	2008	KPZS-80	zębaty	DZ1500 firmy SCHARF o mocy silnika 80 kW, siła uciągu maks. 100 kN.
2.	2009	KPCS-148	cierny	Agregat własny BECKER-WARKOP, moc silnika 148 kW, siła uciągu maks. 120 kN.
3.	2010	KPZS-148	zębaty	Agregat własny BECKER-WARKOP, moc silnika 148 kW, siła uciągu maks. 100 kN. Napęd zębaty o stałym zazębieniu.
4.	2010	KPCZ-148	cierno-zębaty	Agregat własny BECKER-WARKOP, moc silnika 148 kW, siła uciągu maks. 120 kN. Napęd zębaty odłączalny.
5.	2012	KP-96	cierny, zębaty, cierno-zębaty	Silnik PERKINS z systemem Commonrail, moc silnika 96 kW, siła uciągu maks. 240 kN.
6.	2013	KP-148	cierny, zębaty, cierno-zębaty	Agregat własny BECKER-WARKOP, moc silnika 148 kW, siła uciągu maks. 240 kN.
7.	2014	KP-95	cierny, zębaty, cierno-zębaty	Agregat własny BECKER-WARKOP, moc silnika 95 kW, siła uciągu maks. 240 kN. Przewidziano (opcjonalnie) sterowanie radiowe.
8.	2015	KP-148-R	cierny, zębaty, cierno-zębaty	Agregat własny BECKER-WARKOP, moc silnika 148 kW, siła uciągu maks. 240 kN. Wprowadzono (opcjonalnie) sterowanie radiowe.

W latach 2012 - 2015, mając na uwadze opracowane komponenty (rozdz. 4.5.1 i 4.5.2) zunifikowano rozwiązania ciągników spalinowych do kolejek podwieszonych wprowadzając typy KP-95, KP-96, KP-148 każdy z ciernym (KPCS), zębatym (KPZS) lub cierno-zębatym (KPCZ) przeniesieniem napędu

Open Access (CC BY-NC 4.0)

[34, 35]. Wprowadzono dodatkowo możliwość sterowania radiowego ciągników KP-95 i KP-148. Na rysunku 4.57 przedstawiono przykładowe konfiguracje ciągników oferowanych przez BECKER-WARKOP Sp. z o.o. (w oparciu o ciągnik typu KP-96), a w tabeli 4.11 ich podstawowe dane.



Rys. 4.57. Przykładowe konfiguracje ciągnika podwieszonego typu KP-96 w wersji:

a) KPCS-96/4 tj. ciągnika w konfiguracji ciernej z czterema napędami,
b) KPZS-96/4 tj. ciągnika w konfiguracji zębatej z czterema napędami,
c) KPCZ-96/2+2 tj. ciągnika w konfiguracji cierno-zębatej z dwoma napędami ciernymi i dwoma napędami zębatymi [33]

We wszystkich ciągnikach zastosowano rozwiązanie układu gaśniczego FI-W ELEKTRON s.c. (rozdz. 3.6) oraz dedykowany elektroniczny układ sterująco-zabezpieczający opracowany przez specjalistów BECKER-WARKOP Sp. z o.o. i ELSTA Sp. z o.o.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Podstawowe dane ciągników typu KP [33]

Tabela 4.11.

Typ ciągnika	KP-95	KP-96	KP-148
Moc silnika	95 kW	96 kW	148 kW
Siła uciągu jednego napędu ciernego [1/]	20 kN		
Siła uciągu jednego napędu zębatego [2/]	30 kN		
Maksymalna siła uciągu ciągnika	240 kN (zależna od liczby napędów)		
Prędkość maksymalna	2,5 m/s (zależna od obowiązujących przepisów możliwość opcjonalnego zwiększenia)		
Profil toru jezdnego [3/]	I 155 lub inny kompatybilny		
Minimalny promień skrętu w płaszczyźnie poziomej	4 m		
Minimalny promień skrętu w płaszczyźnie pionowej	8 m		
Maksymalne nachylenie toru jezdnego	±30°		
Wymiary			
Maksymalna długość ciągnika	KPCS		
	10820 mm (dla czterech napędów)	9950 mm (dla czterech napędów)	13600 mm (dla czterech napędów)
	KPZS		
	13320 mm (dla czterech napędów)	12200 mm (dla czterech napędów)	15200 mm (dla czterech napędów)
	KPCZ		
	11720 mm (dla 3 napędów ciernych i 1 zębatego)	9750 mm (dla 3 napędów ciernych i 1 zębatego)	14750 mm (dla 3 napędów ciernych i 1 zębatego)
Szerokość	800 mm		
Wysokość	1200 mm		

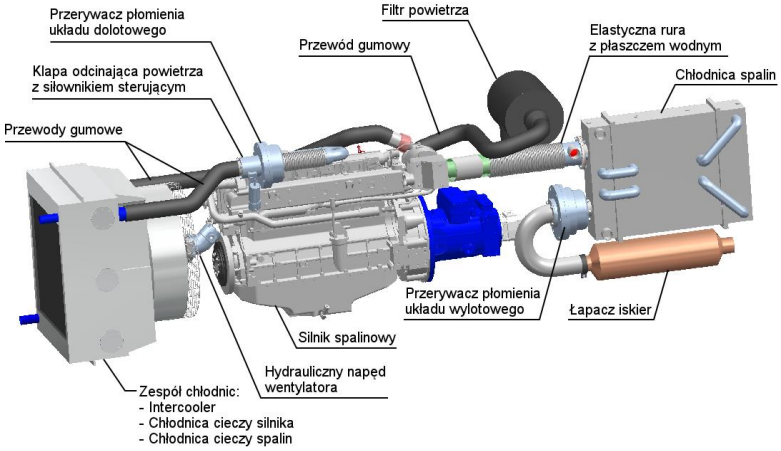
KPCS – ciągnik z napędem ciernym, KPZS – ciągnik z napędem zębatym,
KPCZ – ciągnik z napędem cierno – zębatym
[1/] stosowany w ciągnikach KPCS i KPCZ
[2/] stosowany w ciągnikach KPZS i KPCZ
[3/] w przypadku ciągników KPZS i KPCZ trasa wyposażona w listwę zębatą

Open Access (CC BY-NC 4.0)

4.5.3.1. Ciągnik KP-148

W 2009 roku firma BECKER-WARKOP Sp. z o.o. wprowadziła na krajowy rynek ciągnik typu KPCS-148 (z ciernym przeniesieniem napędu) w pełni zbudowanego z komponentów własnej produkcji. Rok później wprowadzono na rynek ciągnik KPZS-148 z napędem zębatym (typu HZA) stale zazębionego z trasą jezdną oraz typu KPCZ-148, z rozłączalnym napędem zębatym. W 2013 roku dokonano modernizacji powyższych rozwiązań, wprowadzając na rynek ciągnik KP-148 w wersjach z ciernym, cierno-zębatym lub zębatym przeniesieniem napędu [36, 37], a w 2015 roku wprowadzono ww. ciągnik z opcjonalnym sterowaniem radiowym, oznaczony symbolem KP-148-R.

Podstawę powyższych rozwiązań stanowiło opracowanie przez specjalistów BECKER-WARKOP Sp. z o.o. własnego rozwiązania napędu spalinowego (rys. 4.58) bazującego na sześciocylindrowym silniku firmy DEUTZ typu BF6M1013M, w tzw. wykonaniu morskim, tj. fabrycznie wyposażonym w chłodzone wodą: kolektor wylotowy spalin oraz turbosprężarkę. Zastosowano silnik z tzw. intercoolerem, tj. chłodzeniem powietrza dolotowego nagrzanego w trakcie sprężania w turbosprężarce.



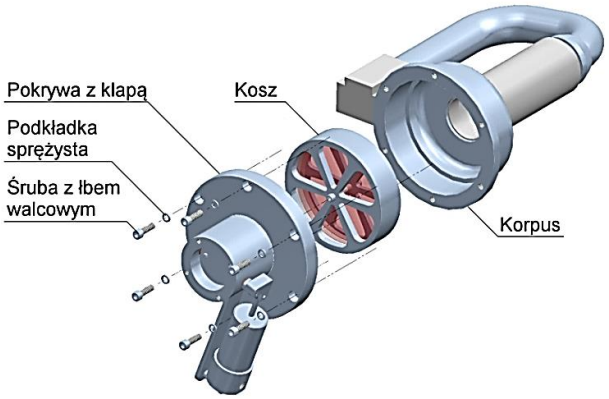
Rys. 4.58. Napęd (silnik) spalinowy BECKER-WARKOP V1.148 [33]

Opracowano układ dolotowy powietrza (rys. 4.59), w którym w przypadku wystąpienia stanu awaryjnego, klapa odcina dopływ powietrza do silnika, zaś przerywacz płomieni (składający się ze stalowego korpusu oraz specjalnego kosza z trzema wkładami) zabezpiecza przed wydostaniem się do atmosfery kopalnianej ewentualnego płomienia powstałego w kolektorze dolotowym np. podczas wybuchu.

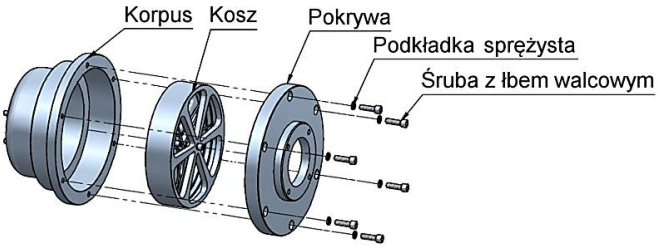
W układzie wylotowym zabudowano tzw. suchy wymiennik ciepła (chłodnicę spalin). Zastosowano w nim dwa obiegi cieczy chłodzącej: osobny

Open Access (CC BY-NC 4.0)

do chłodzenia silnika oraz osobny do chłodzenia spalin. Spaliny z silnika odprowadzane są elastyczną rurą z płaszczem wodnym (zapewniającym utrzymanie wymaganej temperatury powierzchni zewnętrznej) do chłodnicy spalin o płaszczowo-rurowej budowie. Strumień spalin wprowadzany jest do cienkich rurek, które omywane są przez wodę. Wydostanie się ewentualnego płomienia powstałego w układzie wylotowym do atmosfery kopalnianej zabezpieczono przez zastosowanie przerywacza płomieni (rys. 4.60), składającego się ze stalowego korpusu oraz specjalnego kosza z trzema wkładami wykonanymi ze stali nierdzewnej, stanowiącymi główną zaporę dla płomienia. Przerywacz jest ostatnim elementem strefy ognioszczelnej układu wylotowego silnika. Ostatnim elementem układu wylotowego jest iskrochron (suchy łapacz iskier) wyłapujący ewentualne żarzące się cząstki wylatujące z silnika w czasie jego pracy.



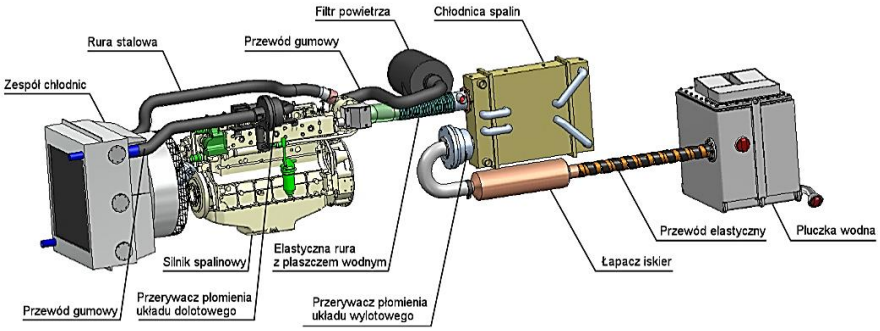
Rys. 4.59. Dolotowy przerywacz płomieni [33]



Rys. 4.60. Wylotowy przerywacz płomieni [33]

W 2014 r. wprowadzono opcjonalne rozwiązanie napędu (silnika) V1.148 (rys. 4.61) polegające na dodaniu na końcu układu wylotowego płuczki wodnej o objętości wody około 200 dm^3 (wymóg rynku chińskiego).

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 4.61. Napęd (silnik) spalinowy BECKER-WARKOP V1. 148
z dodatkową płuczką wodną [33]

Układ hydrauliczny składa się z trzech głównych obwodów, to jest: obwodu pompy głównej, sterowania oraz zasilania urządzeń pomocniczych. Główną funkcją układu jest zamiana prędkości obrotowej oraz momentu obrotowego silnika spalinowego na jazdę i siłę pociągową ciągnika kolejki podwieszonej, przy zachowaniu zasady stałego poboru mocy z silnika spalinowego. Pozostałe funkcje to:

- odhamowanie hamulców,
- zasilanie urządzeń peryferyjnych (układ pomocniczy) oraz napęd wentylatorów chłodnic,
- docisk kół napędowych w napędach ciernych,
- sterowanie wydajnością pompy głównej,
- zmiana liczby pracujących napędów – zmiana prędkości,
- uruchomienie silnika spalinowego.

Silnik spalinowy napędza pompę główną o zmiennej wydajności (tłoczkową ze skośną tarczą typu A4VG...), z której (w obiegu zamkniętym) zasilane są silniki hydrauliczne napędów ciągnika. Ubytki cieczy hydraulicznej uzupełniane są z pompy doładowania, zintegrowanej z pompą główną. Dodatkowo pompa ta zasila układ sterowania wydatkiem pompy głównej. W celu zabezpieczenia silnika spalinowego przed przeciążeniem, w układzie zastosowano zawór stałej mocy.

W układzie hydraulicznym zastosowano dwie pompy zębate, w wykonaniu „silence”, charakteryzujące się cichą pracą, kompaktową budową i wzmocnioną konstrukcją oraz wykonaniem wałków i kołnierzy do montażu szeregowego (np. na pompie głównej lub przystawkach odbioru mocy na silniku spalinowym).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Pierwsza z nich zasila obwód sterowania realizujący trzy funkcje:

- funkcję rozruchu (uruchomienia) silnika spalinowego,
- funkcję docisku kół ciernych do środnika szyny,
- funkcję odhamowania hamulców.

Druga z pomp zębatych przeznaczona jest do zasilania zewnętrznych urządzeń pomocniczych oraz silników hydraulicznych napędów wentylatora chłodnicy wodnej oraz chłodnicy cieczy hydraulicznej.

Ciągnik został wyposażony w pompy: ręczną oraz powietrzno-hydrauliczną, pozwalające na realizację awaryjnego odhamowania układu hamulcowego, bądź uzupełnienia ciśnienia w hydroakumulatorze.

W odniesieniu do ww. wersji tzw. bazowej w ciągniku KPZS zmiany funkcji/wyposażenia polegają na:

- zablokowaniu funkcji docisku,
- zabudowie reduktora redukującego ciśnienie odhamowania z wartości 18 MPa do 2,5 MPa,
- zablokowaniu funkcji zmiany prędkości – z układu zostały usunięte hydraulicznie sterowane rozdzielacze odcinające zasilanie silników hydraulicznych oraz rozdzielacz odpowiedzialny za odsuwanie kół ciernych w wózku napędowym.

W ciągniku KPCZ układ hydrauliczny realizuje dodatkowe funkcje, takie jak:

- podnoszenie i opuszczanie napędów zębatych z jednoczesnym odchyleniem/dociśnięciem napędów,
- włączanie/wyłączanie zasilania silników hydraulicznych w napędach ciernych i zębatych,
- zmianę prędkości.

Wszystkie elementy sterujące układu hydraulicznego (elektrozawory, zawory sterowane ręcznie, zawory ciśnieniowe, zawory logiczne) zostały podzielone na moduły funkcyjne zabudowane na oddzielnych płytach montażowych, co pozwoliło na uzyskanie lepszej organizacji systemu hydraulicznego w ograniczonej przestrzeni przedziału silnika spalinowego oraz zredukowanie ilości zewnętrznych połączeń przewodami i miejsc potencjalnych przecieków.

W tabeli 4.12 podano podstawowe dane układu hydraulicznego ciągnika KP 148.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

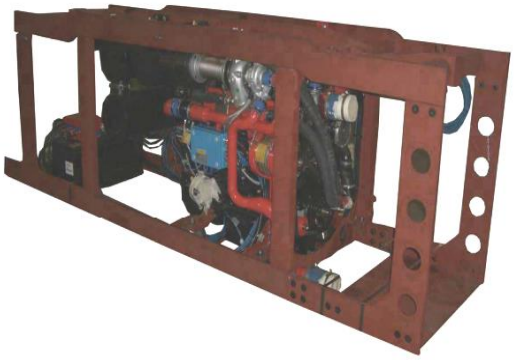
Podstawowe dane układu hydraulicznego ciągnika KP 148 [33]

Tabela 4.12.

Chłonność pompy głównej	250 cm^3
Chłonność pompy doładowania	52 cm^3
Chłonność pompy sterowania	8 cm^3
Chłonność pompy urządzeń pomocniczych	34 cm^3
Ciśnienie doładowania w pompie głównej	maks. 30 MPa
Ciśnienie w układzie sterowania pompą główną	maks. 30 MPa
Ciśnienie w układzie hamulców	min. 12 MPa
Ciśnienie zasilania urządzeń pomocniczych	maks. 20 MPa
Pojemność zbiornika cieczy hydraulicznej	130 dm^3
Ciecz hydrauliczna	HLP

4.5.3.2. Ciągnik KP-96

Na zamówienie BECKER-WARKOP Sp. z o.o. włoska firma MIRETTI opracowała napęd spalinowy o mocy 96 kW (rys. 4.62) przystosowując silnik typu PERKINS 1104D-E44TA do wymagań obowiązujących w podziemnych wyrobiskach górniczych potencjalnie zagrożonych wybuchem.



Rys. 4.62. Napęd (silnik) spalinowy PERKINS 1104D-E44TA zabudowany w ramie (model) [33]

Silnik ten fabrycznie wyposażono w układ zasilania Common Rail ze sterowanymi elektronicznie wtryskiwaczami elektromagnetycznymi. Elektroniczna jednostka sterująca na podstawie sygnałów z czujników określających aktualne warunki pracy silnika, między innymi jego obciążenie i prędkość obrotową wału korbowego, określa dawkę wtryskiwanego paliwa, sterując wartością ciśnienia w zasobniku paliwa i czasem wtrysku. Dawkę wtryskiwanego paliwa na pojedynczy cykl pracy silnika podzielono na dwie części. Najpierw wtryskiwana jest mała dawka paliwa, tak zwany przedwtrysk. Paliwo to szybko paruje i tworzy się mieszanka paliwowo-powietrzna ulegająca samozapłonowi.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

W ten sposób stworzono warunki dla wtrysku dawki głównej i jej szybkiego samozapłonu oraz spalenia. Pozwoliło to na łagodniejszy przebieg ciśnienia w cylindrze silnika oraz możliwość oddziaływania na przebieg procesu spalania. W układzie dolotowym silnika znajduje się turbosprężarka sterowana elektronicznie za pomocą jednostki sterującej. Pozwala ona na zwiększenie ilości powietrza doprowadzanego do cylindrów silnika w szerokim zakresie prędkości obrotowych wału korbowego. W układzie wylotowym zastosowano filtr katalityczny. W ten sposób uzyskano jakość spalin na poziomie Stage III A według byłej dyrektywy spalinowej [27].

Układ ssący składa się z filtra, przez który powietrze jest zasysane i oczyszczane. Za pomocą przewodów rurowych powietrze przepływa z filtra przez zawór motylkowy. Zawór ten (uruchamiany na drodze elektrycznej) w przypadku zadziałania jednego z szesnastu czujników zabezpieczających, powoduje zamknięcie przewodu ssącego i zablokowanie przepływu strumienia powietrza do komór spalania silnika. Z zaworem tym połączone jest urządzenie odcinające dopływ paliwa do pompy zasilającej. Strumień powietrza przepływa przewodem rurowym do turbiny, skąd po sprężeniu dalej do kolektora ssącego silnika. Pomiędzy turbiną a kolektorem ssącym zamontowano przerywacz płomieni, zabezpieczający przed wydostaniem się płomienia do otaczającej atmosfery kopalnianej (w przypadku jego powrotu). Układ wydechowy umożliwia obniżenie temperatury spalin emitowanych do atmosfery kopalnianej oraz temperatury zewnętrznych powierzchni elementów tego układu do wartości poniżej 150°C.

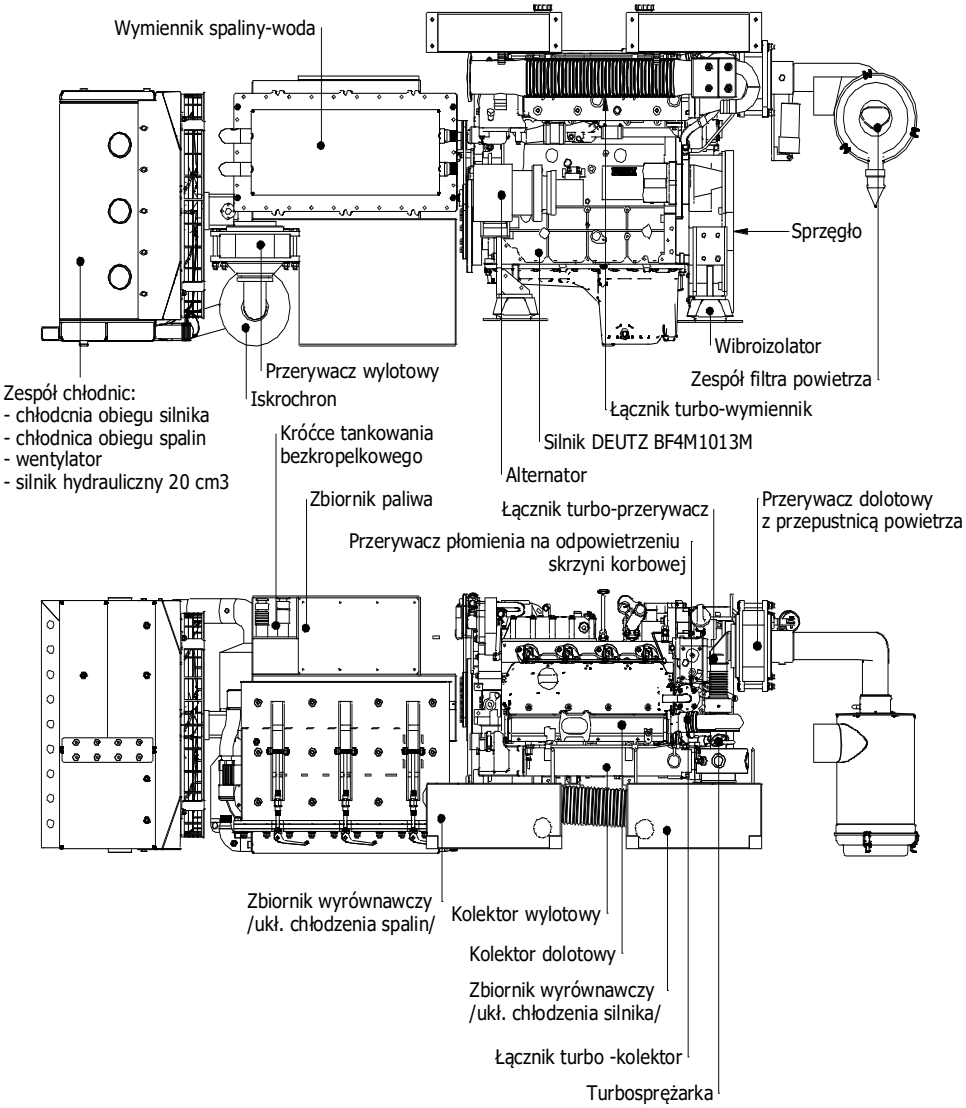
Układ hydrauliczny realizuje te same funkcje, jak w ciągniku KP-148, z tym, że zastosowano pompę główną o mniejszej chłonności (180 cm^3) przy zachowaniu chłonności pozostałych pomp. Wprowadzono zintegrowaną chłodnicę z jednym wentylatorem. Zrezygnowano z pompy powietrzno-hydraulicznej, pozostawiając pompę ręczną pozwalającą na realizację awaryjnego odhamowania układu hamulcowego, bądź uzupełnienia ciśnienia w hydroakumulatorze.

4.5.3.3. Ciągnik KP-95

Na podstawie nabytych doświadczeń, w 2014 r. specjaliści firmy BECKER-WARKOP Sp. z o.o. opracowali własne rozwiązanie górniczego napędu spalinowego, spełniającego wymagania bezpiecznego stosowania w podziemnych wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem o mocy 95 kW. Napęd bazuje na seryjnie produkowanym przez firmę DEUTZ czterocylindrowym silniku spalinowym z intercolerem typu BF4M1013M w tzw. wykonaniu morskim, tj. fabrycznie wyposażonym w chłodzone wodą: kolektor wylotowy spalin i turbosprężarkę. W układzie wylotowym zastosowano opcjonalnie: chłodzony wodą wymiennik ciepła – tzw. suchą płuczkę spalin (rys. 4.63) albo wodną

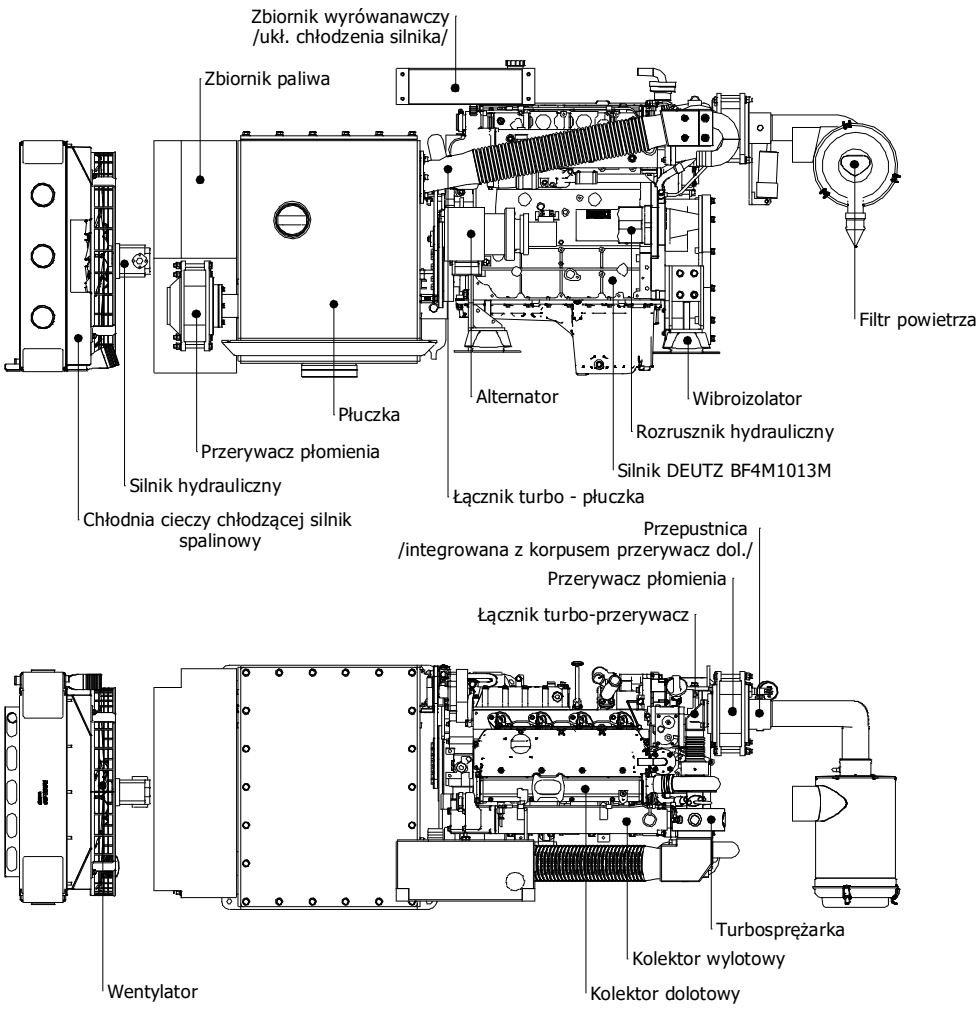
Open Access (CC BY-NC 4.0)

płuczkę spalin (rys. 4.64). Układ hydrauliczny realizuje te same funkcje jak w ciągniku KP-148, z tym, że zastosowano pompę główną o mniejszej chłonności (180 cm^3) przy zachowaniu chłonności pozostałych pomp.



Rys. 4.63. Napęd (silnik) spalinowy BECKER-WARKOP V1.95/S [33]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

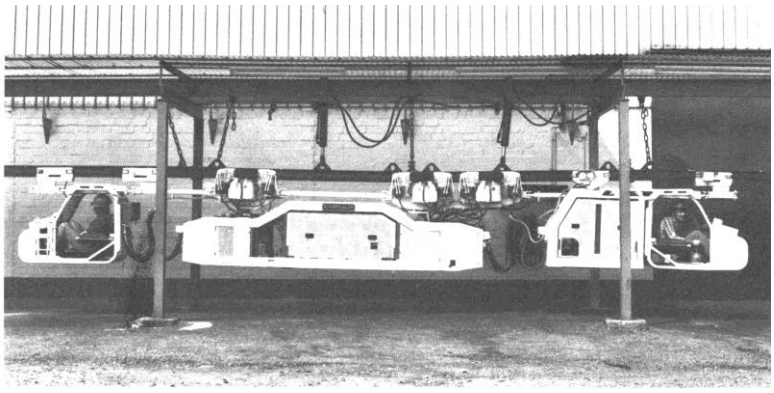


Rys. 4.64. Napęd (silnik) spalinowy BECKER-WARKOP V1.95/M [33]

4.6. Ciągnik (lokomotywa) typu HL 90 H/3-H

Jedną z pierwszych kolejek podwieszonych z napędem spalinowym, zastosowanych w polskich kopalniach węgla kamiennego, była kolejka typu HL 90 H/3-H (rys. 4.65) niemieckiej firmy RUHRTHALER MASCHINENFABRIK o ponad stuletniej historii. Opracowanie i wdrożenie ww. typu kolejki poprzedziło skonstruowanie kolejek m. in. typów HL 90 H/1, HL 65 H/2-H, HL 90 H/2-H, wdrożonych m.in. w kopalniach niemieckich i francuskich. Podstawowe dane lokomotywy HL 90 H/3-H ujęto w tabeli 4.13.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 4.65. Widok ciągnika (lokomotywy) HL 90 H/3-H [15]

Podstawowe dane lokomotywy HL 90 H/3-H [15]

Tabela 4.13.

Silnik spalinowy	D 916-6
Moc maksymalna	69 kW przy 2300 obr/min
Liczba wózków napędowych	3
Średnica kół jezdnych	335 mm
Maksymalna siła uciągu ciągnika	50 kN (dla μ = 0,26)
Maksymalna prędkość jazdy	2 m/s
Promień skrętu: - w poziomie - w pionie	 4 m 10 m
Maksymalne nachylenie trasy	± 20°
Profil trasy jezdnej	I 140 E lub I 155 (wg PN)

Kolejka HL 90 H/3-H w latach dziewięćdziesiątych ubiegłego wieku była nowoczesnym rozwiązaniem. Do jej napędu zastosowano, uruchamiany rozrusznikiem sprężynowym (rys. 3.28 - rozdz. 3.2) przeciwwybuchowy, górniczy silnik spalinowy typu D 916-6 (rozdz. 3.4) oraz hydrauliczne przeniesienie momentu obrotowego na koła jezdne (przekładnia hydrostatyczna). Zastosowano komponenty firmy HYDROMATIC: pompę typu A4V… (o chłonności 120 cm^3) oraz silniki hydrauliczne typu A2F16. W wózkach napędowych zastosowano przekładnie mechaniczne o przełożeniu 23,754. Sterowanie lokomotywy rozwiązano na drodze hydraulicznej. Hamowanie manewrowe realizował układ przekładni hydrostatycznej, natomiast hamulec: postojowy oraz awaryjny działały na zasadzie „fail-safe”, tzn., że pary szczęk były odsuwane od środnika szyny siłownikiem hydraulicznym, zaś hamowanie powodowała energia zgromadzona w sprężynie. Oddzielny układ hydrauliczny (zasilany, podobnie jak układ sterowania, osobną pompą zębatą zabudowaną na silniku spalinowym) służył do zasilania zestawów transportowych. Zastosowano (podobnie jak w lokomotywie Lds-100 - rozdz. 3.2) wtrysk wody do spalin w przeciwwybuchowym układzie dolotowo

Open Access (CC BY-NC 4.0)

-wylotowym, zabezpieczonym płytkowymi przerywaczami płomieni, z mokrą płuczką spalin [15].

Nowością, w tym czasie (lata dziewięćdziesiąte XX wieku), było zastosowanie elektronicznego zespołu nadzorującego prawidłowe funkcjonowanie maszyny, składającego się z głównego obwodu zabezpieczającego oraz obwodu zabezpieczającego jazdy. W obydwu obwodach zastosowano elektroniczne czujniki ciśnienia i temperatury. Sygnały z czujników nadzorujących główny obwód zabezpieczający były kierowane do zaworu elektromagnetycznego hydraulicznego obiegu zatrzymania silnika, natomiast sygnały z czujników kontrolujących obwód jazdy, podawane były do zaworu elektromagnetycznego hydraulicznego układu sterowania. Przekroczenie krytycznych wartości parametrów bezpieczeństwa pracy w obwodzie zabezpieczenia jazdy, powodowało redukcję obrotów silnika spalinowego do obrotów na tzw. biegu luzem, z jednoczesnym zadziałaniem hamulca awaryjnego wraz z odcięciem zasilania silników hydraulicznych napędów jazdy. Przekroczenie krytycznych parametrów pracy w głównym obwodzie zabezpieczającym, powodowało natychmiastowe unieruchomienie maszyny z jednoczesnym zatrzymaniem silnika spalinowego. Elektroniczny zespół nadzorujący posiadał funkcje automatycznej kontroli obwodów zabezpieczających, tak przed uruchomieniem maszyny, jak i podczas jej funkcjonowania. W celu przeprowadzenia kontroli przed uruchomieniem maszyny, zespół był zasilany z bezpiecznej baterii niklowo - kadmowej. Zabudowane na jednostce centralnej zespołu wskaźniki diodowe sygnalizowały stany pracy. Brak przeprowadzenia kontroli przed uruchomieniem maszyny uniemożliwiał rozruch silnika. W kabinach operatora zabudowano zespoły diodowych wskaźników, podających informacje o niżej wymienionych parametrach roboczych:

- temperatura wody chłodzącej,
- poziom paliwa,
- poziom w zbiorniku wody wtryskiwanej do układu chłodzenia spalin,
- ciśnienie odhamowania hamulców: postojowego i awaryjnego,
- zanieczyszczenie chłodnicy.

Lokomotywę HL 90 H/3-H wyposażono w automatyczną instalację gaśniczą, bazującą na komponentach firmy DEUGRA, której podstawowymi elementami były:

- urządzenie kontrolno-wyzwalające,
- element czujnikowy,
- butla (ze środkiem gaśniczym),
- wyzwalacz piroelektryczny (zapalnik),
- dysze rozpylające środek gaśniczy,
- przewody.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Element czujnikowy składał się z rurki kapilarnej (o długości do 6 m) ze stali nierdzewnej, zawierający wewnątrz elektrodę, utrzymywaną w pozycji koncentrycznej przez, będącą półprzewodnikiem, masę wypełniającą. Masa ta charakteryzowała się wprost proporcjonalną zależnością temperatury i pojemności elektrycznej. W przypadku pożaru, zmiana pojemności uaktywniała układ alarmowy w urządzeniu kontrolno-wyzwalającym, powodując zapłon ładunku prochu w spłonce, wyzwalając wypływ środka gaśniczego z butli, a w konsekwencji jego optymalne rozprowadzenie (poprzez dysze gaśnicze) po gaszonej przestrzeni. Jednocześnie, w wyniku przekazania sygnału do elektronicznego układu nadzoru, następowało uruchomienie maszyny wraz z natychmiastowym zatrzymaniem silnika spalinowego. Zabudowane, na czołowej płycie urządzenia kontrolno-wyzwalającego, wskaźniki diodowe przekazywały informacje o stanie oraz zadziałaniu instalacji gaśniczej. Możliwe było wykonanie testu urządzenia, a także (oprócz automatycznego) ręczne zainicjowanie gaszenia pożaru [15].

Pierwszą, w polskich kopalniach, kolejkę podwieszoną z ciągnikiem typu HL 90H/3-H firmy RUHRTHALER wdrożono (do transportu materiałów) w KWK Andaluzja (rejon Szybu Dołki) a następnie m.in. w KWK Piast. Po wdrożeniu kilku egzemplarzy firma wycofała się z polskiego rynku.

We wrześniu 1996 roku fabrykę RUHRTHALER Maschinenfabrik przejęła firma BRÄUTIGAM GmbH (specjalizująca się w przekładniach zębatych) przenosząc, na początku 1998 roku, produkcję lokomotyw do swojej siedziby w Moers. Lokomotywy są aktualnie produkowane pod marką BRÄUTIGAM RUHRTALER TRANSPORTECHNIK GmbH. W celu testowania lokomotyw w 2001 roku wybudowano krótki tor próbny.

4.7. Ciągniki typu DZ

W 1992 roku Wyższy Urząd Górniczy dopuścił, po raz pierwszy, do stosowania w polskich kopalniach spalinowe ciągniki do kolejek podwieszonych niemieckiej firmy SCHARF. Początkowo były to ciągniki DZ 66 i DZ 44, których podstawowe dane przedstawiono w tabeli 4.14. Na rysunku 4.66 przedstawiono widok przykładowego rozwiązania jednego z pierwszych wdrożonych w Polsce ciągników (wiodącymi były KWK Ziemowit i LW Bogdanka). Zastosowano silnik spalinowy typu D 916 firmy MWM (rozdz. 3.4), pneumatyczny układ sterująco-zabezpieczający oraz wysokoobrotowe silniki hydrauliczne do napędu kół jezdnych o średnicy 450 mm (napęd wymagał zastosowania przekładni mechanicznych w wózkach napędowych). Opracowano i wdrożono chłodzony wodą, elastyczny przewód łączący kolektor wylotowy silnika z płuczką wodną. Agregat hydrauliczny napędzał alternatywnie układ jazdy ciągnika lub zestawy transportowe. Firma SCHARF wdrożyła wysokoobciążalne zestawy, umożliwiające transport kompletnych sekcji obudowy zmechanizowanej, co przyczyniło się do

Open Access (CC BY-NC 4.0)

znacznego skrócenia okresu przezbrajania ścian, a także zastosowała dedykowane zestawy do przewozu osób.

Podstawowe dane pierwszych ciągników spalinowych firmy SCHARF do kolejek podwieszonych zastosowane w polskich kopalniach [14]

Tabela 4.14

Typ	Maks. siła uciągu	Liczba wózków napędowych	Maks. prędkość	Maks. nachylenie	Moc silnika spalinowego przy obrotach 2100 min^{-1}	Typ silnika spalinowego
DZ 44-2	40 kN	2	2 m/s	20°	44 kW	D 916-4
DZ 44-3.1	60 kN	3	2 m/s	20°	44 kW	D 916-4
DZ 66-2	40 kN	2	2 m/s	20°	66 kW	D 916-6
DZ 66-3.1	60 kN	3	2 m/s	20°	66 kW	D 916-6
DZ 66-2+2	72 kN	4	1,5 m/s	20°	66 kW	D 916-6
DZ 66-2+2Z	100 kN	4	1,5 m/s	30°	66 kW	D 916-6

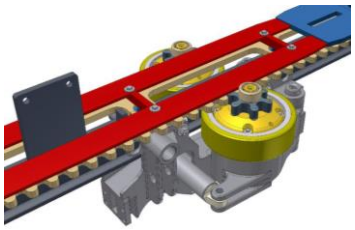
Rys. 4.66. Ciągnik DZ 66-2+2 firmy SCHARF [14]

Z początkiem XXI wieku firma SCHARF wprowadziła do produkcji nowe rozwiązania ciągników do kolejek podwieszonych. W pierwszej kolejności opracowano ciągnik DZ 2000 [38], w którym zastosowano czterocylindrowy, turbodoładowany silnik LIEBHERR/SCHARF D 924 TI - EX o mocy 130 kW przy obrotach 1800 min^{-1} z chłodzeniem powietrza doładowującego oraz elektrycznym rozrusznikiem (w wykonaniu ognioszczelnym) zasilanym z przeciwwybuchowej baterii akumulatorów. Opracowano nowe rozwiązanie wózków napędowo-jezdnych, z równoległym dociskiem kół ciernych o średnicach 340 lub 450 mm. Po raz pierwszy zastosowano wolnoobrotowe, wysokomomentowe silniki hydrauliczne typu MCR firmy REXROTH. W każdym z wózków zabudowano po dwa hamulce szczękowe. Przewidziano możliwość stosowania wózków napędowo-jezdnych w konfiguracji 2 + 2 lub 3 + 3. Opracowano elektryczny układ sterowania. Zastosowanie „suchego” systemu chłodzenia spalin w zamkniętym obiegu pozwoliło uniknąć

Open Access (CC BY-NC 4.0)

czasochłonnej i niekorzystnej dla środowiska wymiany wody w płuczce wodnej po każdej zmianie roboczej. Dwukrotne zwiększenie mocy (w stosunku do ciągników typu DZ - 66) pozwoliło na uzyskanie wyższej maksymalnej prędkości jazdy (2,6 m/s - opcjonalnie 4 m/s), zwiększenia maksymalnego nachylenia trasy do 30° oraz maksymalnej siły uciągu do 120 kN [38].

Uzyskane doświadczenia dały podstawę do opracowania kolejnego rozwiązania w trzech wielkościach, które otrzymało oznaczenie DZ 1500/1800/2200. Do napędu zastosowano ww. silnik typu D 924 T - EX (o mocy 80 kW) - ciągniki DZ 1500 i DZ 1800, oraz typu D 924 TI - EX z chłodzonym powietrzem doładowania (o mocy 130 kW) - ciągnik DZ 2200. Zastosowano rozruch hydrauliczny. Opracowano odmienne rozwiązania wózków napędowo-jezdnych dla ciągnika DZ 1500 (z jednym hamulcem) i dla ciągników DZ 1800 i DZ 2200 (z dwoma hamulcami) z ww. silnikami hydraulicznymi. Średnica kół napędowych wynosiła 340 mm. Opracowano iskrobezpieczny, mikroprocesorowy układ sterująco-zabezpieczający, transmitujący dane po sieci CAN. W zależności od liczby zastosowanych napędów - maks. 6 w przypadku ciągnika DZ 1500 i maks. 8 w przypadku ciągników DZ 1800 i DZ 2000, możliwe stało się uzyskanie maksymalnej siły uciągu o wartości 120 kN (DZ 1500) i 180 kN (DZ 1800 i DZ 2200). Przewidziano możliwość różnej konfiguracji wózków napędowo-jezdnych w zestawach transportowych. Opracowano cierno-zębaty system przeniesienia napędu, z kołem zębatym montowanym na kole ciernym (rys. 4.67). Na rysunku 4.68 przedstawiono ciągnik DZ 1500 2+2 [14].



Rys. 4.67. Napęd cierno-zębaty [39]

Rys. 4.68. Ciągnik DZ 1500 2+2 [14]

W wyniku dalszych prac rozwojowych specjaliści firmy SCHARF opracowali rozwiązanie ciągników DZ 80 i DZ 130, w których zastosowano ww. silniki spalinowe LIEBHERR/SCHARF. Podstawowe parametry tych ciągników podano w tabeli 4.15.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Podstawowe parametry techniczne ciągników DZ 80/DZ 130 [14]

Tabela 4.15.

Moc silnika spalinowego przy obrotach 1800 min^{-1}	80 kW (DZ 80) 130 kW (DZ 130)
Liczba wózków napędowo - jezdnych	3÷8
Siła uciągu [x/]	60 ÷160 kN
Siła hamowania[x/]	80÷256 kN
Prędkość maksymalna	2,0 m/s (DZ 80) 2,5 m/s (DZ 130)
Zdolność pokonywania nachyleń	do 30°
Masa[x/]	6200 ÷ 10 900 kg
Długość ciągnika[x/]	14 500 ÷ 25 200 mm
Wysokość (od dolnej półki szyny)	1230 mm
Szerokość	800 mm

[x/] w zależności od konfiguracji i wyposażenia

Zalety ciągnika [14]:

- dwa typy kabin do wyboru w zależności od środowiska pracy,
- trzy typy jednostek napędowych (NR, NW16, NW32) do wyboru,
- system chwilowego zwiększenia docisku kół do środnika szyny,
- system cierno-zębaty z automatyczną zmianą trybu jazdy,
- automatyczna regulacja obrotów silnika i wydatku pompy, pozwalająca na precyzyjne i płynne sterowanie maszyną,
- redundantny układ elektrorozdzielaczy w systemie hamowania,
- system rejestracji parametrów pracy ciągnika z możliwością bezprzewodowej transmisji danych (wyposażenie opcjonalne).

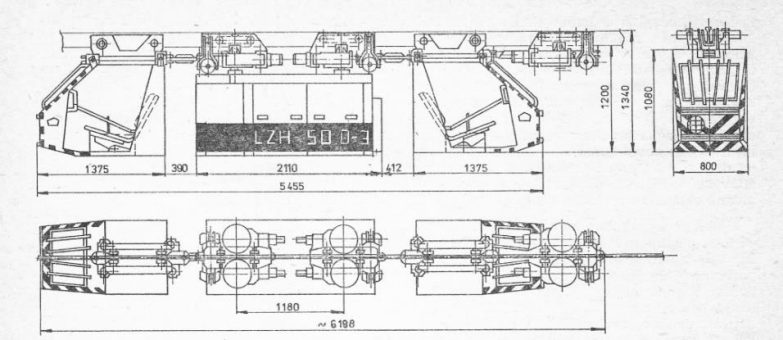
Firma SCHARF od 1992 roku jest jednym z głównych dostawców ciągników spalinowych i zestawów transportowych do kolejek podwieszonych stosowanych w polskich kopalniach węgla kamiennego.

4.8. Ciągniki (lokomotywy) typu LZH i IMM

Prekursorem rozwiązań ciągników (lokomotyw) do kolejek podwieszonych w Europie Środkowej był - powstały w 1965 roku - ośrodek badawczo-rozwojowy BANSKY VYSKUMNY USTAV (BVU), slatny podnic w Prievidzy (była Czechosłowacja - obecnie Słowacja), funkcjonujący od 1988 roku pod nazwą BANSKY VYSKUM [1]. W 1984 roku, na bazie wcześniejszych rozwiązań: monolitycznej lokomotywy LZH-50.1 (1977 r.), a zwłaszcza trójbryłowej lokomotywy LZH-50.2 (1981 r.) - została opracowana lokomotywa typu LZH-50.D.3. (rys. 4.66). Zaimplementowano rodzimej produkcji silnik spalinowy ZETOR 7701, przystosowując go do wymagań

Open Access (CC BY-NC 4.0)

górniczych. Jego podstawowe dane ujęto w tabeli 4.16, natomiast w tabeli 4.17 podano podstawowe dane lokomotywy.



Rys. 4.69. Lokomotywa LZH-50.D.3. opracowana w BVU Prievidza [1]

Podstawowe dane silnika spalinowego ZETOR 7701 [1]

Tabela 4.16.

Moc znamionowa przy obrotach 2800 min^{-1}	38 kW
Liczba cylindrów	4
Zużycie paliwa	245 g/kWh
Masa	380 kg

Podstawowe dane lokomotywy LZH-50.D.3. [1]

Tabela 4.17.

Typ i wykonanie	LZH-50.D.3 wyk.I	LZH-50.D.3 wyk.II	LZH-50.D.3 wyk.III	LZH-50.D.3 wyk.IV
Typ silnika spalinowego	ZETOR 7701 przystosowany do wym. górniczych (maks. stężenie CO w spalinach 0,05 % obj.)			
Maksymalna moc silnika	50 kW przy obrotach 2200 obr./min.			
Siła uciągu	60 kN	60 kN	40 kN	60 kN
Liczba wózków napędowych	3	3	2	3
Maksymalna prędkość jazdy	2 m/s			
Promień skrętu - w poziomie - w pionie	4 m 8 m			
Maksymalne nachylenie trasy	25°			
Profil toru jezdnego	I 155			
Maksymalna długość ciągnika	6198 mm	6500 mm	5662 mm	21150 mm
Szerokość	800 mm			
Wysokość	1200 mm			
Masa	3500 kg	3500 kg	3085 kg	3500 kg

wyk. II i III - wózki napędowe pomiędzy kabinami
wyk. I - dwa wózki napędowe pomiędzy kabinami, jeden przed kabiną
wyk. IV - wózki napędowe oraz zestaw transportowy pomiędzy kabinami

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Zastosowano hydrauliczną transmisję momentu obrotowego na koła napędowe, opartą o komponenty rodzimej produkcji: pompę główną typu TPV-23 oraz wysokoobrotowe silniki hydrauliczne typu HMF-16, współpracujące z przekładnią mechaniczną o przełożeniu i = 25,09.

Lokomotywa została wyposażona w:

- automatyczną regulację mocy przekładni hydrostatycznej,
- dwa systemy hamowania,
- czujniki kontroli działania z optoelektroniczną sygnalizacją,
- pomocniczy układ hydraulicznego zasilania urządzeń peryferyjnych.

Maszyna mogła być stosowana z dwoma lub trzema wózkami napędowymi. Równolegle w firmie OSTROJ FRYDLANT prowadzono prace nad opracowaniem podwieszonych tras jezdnych, w wyniku których powstały rodzime konstrukcje typu ZD 24 i ZD 24A (wykorzystujące profil I 155), przenoszące obciążenie wzdłużne o wartości 60 kN [1].

Należy podkreślić wiodący udział kopalń byłej Czechosłowacji w eksploatacji maszyn transportowych z napędem spalinowym w Europie Środkowej. W latach osiemdziesiątych XX wieku w kopalniach tego kraju eksploatowano około 600 ciągników do kolejek podwieszonych oraz lokomotyw do kopalnianej kolei podziemnej z napędem spalinowym, a w 1982 roku tylko w kopalniach ostrawsko-karwińskiego rejonu (OKD) było zabudowanych 774,6 km tras podwieszonych [1].

W 1988 roku seryjna produkcja lokomotyw LZH-50.D.3. została uruchomiona w ZAKŁADZIE MECHANIZACJI GÓRNICTWA (ZDM) w miejscowości Pribram koło Pragi, podległym pod Czechosłowacki Koncern Uranowy (CSUP). W pierwszym roku wykonano pięć, a w kolejnych latach średnio rocznie produkowano po 35 lokomotyw, z tego około 10 sztuk na eksport [1]. Pod koniec lat osiemdziesiątych ubiegłego wieku ZDM przekształcono w Spółkę ORTAS a.s. Produkowane przez ówczesny ORTAS lokomotywy typu LZH-50.D.3. (rys. 4.70) znalazły zastosowanie w polskich kopalniach m.in. w KWK Piast, KWK Budryk [10, 11].

Rys. 4.70. Lokomotywa LZH-50.D.3. prod. ORTAS a.s. [13]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

W 1995 roku produkcję omawianej lokomotywy przejęła, należąca do grupy ORTAS a.s., spółka IMM PRIBRAM s.r.o., modernizując maszynę. Zmodernizowana lokomotywa o symbolu LZH 50.D-3A (rys. 4.71), posiadała wzmocnione kabiny, nową płuczkę spalin o większej objętości, oraz układy: chłodzenia silnika i hydrauliczny o skuteczniejszym chłodzeniu. Zastosowano układ zabezpieczający firmy AMOT (rozdz. 3.4). W dalszym ciągu lokomotywę oferowano z dwoma lub trzema wózkami napędowymi, a także dalej stosowano silnik spalinowy ZETOR 7701.

Rys. 4.71. Lokomotywa LZH-50.D.3. prod. IMM Pribram s.r.o. [40]

W wyniku dalszych prac opracowano lokomotywę typu IMM 50 D.1 (rys. 4.72), w której zastosowano zmodernizowany silnik spalinowy ZETOR 7701K z dwuetapowym spalaniem. W 2010 roku firma IMM PRIBRAM s.r.o. zakończyła działalność. Produkcję lokomotyw typu LZH od spółki ORTAS a.s. przejęła firma ORTAS s.r.o., posiadająca w swoim portfolio dwa typy lokomotyw: LZH 50.D-3 i LZH 120 D 5.1. Maszyny te nie są eksploatowane w polskich kopalniach.

Rys. 4.72. Lokomotywa IMM 50 D.1 prod. IMM Pribram s.r.o. [40]

Wytwórcą lokomotyw typu LZH-50.D.3. był także BANSKY VYSKUM w Prievidzy, zwłaszcza po 1993 roku, kiedy powstały dwa niezależne państwa: Czechy i Słowacja. Lokomotywy te stosowano w LW Bogdanka [12]. Natomiast w 2000 roku czeska firma STAVUS a.s. wprowadziła do polskich kopalń

Open Access (CC BY-NC 4.0)

lokomotywę (ciągnik) typu IMM 80 TD (rys. 4.73), a w 2008 roku lokomotywę typu IMM 100.01 TD. Podstawowe dane tych lokomotyw zawiera tabela 4.18.

Rys. 4.73. Lokomotywa podwieszona typu IMM 80 TD prod. STAVUS a.s. [41]

Podstawowe dane techniczne lokomotyw podwieszonych IMM 80 TD i IMM 100.01 TD [41]

Tabela 4.18.

Typ	IMM 80 TD			IMM 100.01.TD		
Silnik spalinowy	Czterocylindrowy, turbodoładowany typu ZETOR 7301 przystosowany do warunków przeciwwybuchowych z rozruchem hydraulicznym			Czterocylindrowy, turbodoładowany typu IMM 1404-100.01 TD, ZETOR 1404 przystosowany do warunków przeciwwybuchowych z rozruchem hydraulicznym		
Maksymalna moc silnika	60 kW/2200 min^{-1}			82 kW/2200 min^{-1}		
Liczba wózków napędowych	2	3	4	2	3	4
Siła uciągu	40 kN	60 kN	75 kN	45 kN	60 kN	75 kN
Maksymalna prędkość	2,0 m/s	1,3 m/s	0,9 m/s	2,0 m/s	1,5 m/s	1,1 m/s
Średnica kół napędowych	350 mm			350 mm		
Maksymalne nachylenie trasy	±25°			±25°		
Wysokość od dolnej półki szyny	1200 mm			1200 mm		
Szerokość	800 mm			800 mm		

Open Access (CC BY-NC 4.0)

4.9. Ciągniki (lokomotywy) typu DLZ

Dynamicznie rozwijającą się, od 1993 roku (tak pod względem oferty, jak i infrastruktury technicznej oraz zaplecza rozwojowego) czeska firma FERRIT s.r.o., jest jednym z wiodących dostawców dołowych urządzeń transportowych z napędem spalinowym do polskich kopalń węgla kamiennego.

Pierwszymi dostarczonymi lokomotywami (ciągnikami) do kolejek podwieszonych były ciągniki typu LZH 50.03 (rozdz. 4.8). Obecnie (grudzień 2020 roku) firma oferuje ciągniki (lokomotywy) typów DLZ 50F, DLZ 110F (DLZ 110F-II, DLZ 110F-IV), DLZ 130F i DLZ 210F [39]. W polskich kopalniach znalazły zastosowanie przede wszystkim lokomotywy (ciągniki) DLZ 110F i DLZ 110F-II, a od 2011 roku także ciągnik DLZ 210F.

Lokomotywy (ciągniki) DLZ 110F i DLZ 110F-II

Lokomotywy typu DLZ 110F zostały dopuszczone do stosowania w polskich kopalniach w 2005 roku, natomiast jej zmodernizowana wersja (DLZ 110F-II - rys. 4.74) w 2010 roku. W obu wersjach zastosowano, przystosowany do warunków przeciwwybuchowych, czterocylindrowy, turbodoładowany silnik spalinowy ZETOR 1404 oraz (opcjonalnie) pompę główną o chłonności 125 cm^3 lub o chłonności 180 cm^3, wraz z wolnoobrotowymi, wysokomomentowymi silnikami hydraulicznymi typu MS 05. W lokomotywie z pompą o chłonności 125 cm^3 istnieje możliwość zastosowania trzech, czterech lub pięciu wózków napędowo-jezdnych (z możliwością odłączania jednego napędu w przypadku czterech lub pięciu wózków). Natomiast w lokomotywie z pompą o chłonności 180 cm^3 można zastosować cztery, pięć lub sześć wózków napędowo-jezdnych (z możliwością odłączania jednego napędu w przypadku pięciu wózków, lub dwóch w przypadku sześciu wózków). W lokomotywie DLZ 110F-II, w przypadku zastosowania pompy głównej o chłonności 180 cm^3 wprowadzono dodatkowo możliwość stosowania siedmiu wózków napędowo-jezdnych z opcją odłączania trzech napędów. Odłączanie napędów skutkuje zwiększeniem prędkości jazdy lokomotywy, z jednoczesnym zmniejszeniem siły uciągu. W zmodernizowanej lokomotywie wprowadzono możliwość stosowania napędu zębatego (rys. 4.75) współpracującego z dedykowaną trasą jezdną typu MPZD 24F (rys. 4.76), o maksymalnym nachyleniu ± 40°. Siła uciągu jednego napędu zębatego wynosi 27 kN [42].

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 4.74. Lokomotywa DLZ 110F-II [42]

Rys. 4.75. Napęd cierno-zębaty firmy Ferrit [42]

Rys. 4.76. Trasa typu MPZD 24F [42]

Układ elektryczny spełnia wymagania bezpiecznego stosowania w atmosferze potencjalnie wybuchowej. Zastosowano alternator, reflektory, sygnalizatory oraz elektrozawory w wykonaniu ognioszczelnym a obwody sterowania, diagnostyki i wizualizacji stanu pracy wykonano jako iskrobezpieczne. W lokomotywie DLZ 110F-II przewidziano dodatkowo zastosowanie akumulatora w wykonaniu przeciwwybuchowym oraz metanomierza.

System przeciwpożarowy składa się z trzech niezależnych układów:

- układu rozprowadzenia CO_2 ze zbiorników (butli) znajdujących się w kabinach operatora do dyfuzorów zabudowanych w strefie zagrożenia pożarowego,
- automatycznego układu gaśniczego CA IF, składającego się ze zbiornika ciśnieniowego, zawierającego 1 kg płynnej substancji gaśniczej FE-36, uwalnianej wskutek stopienia się metalu (o niskiej temperaturze topnienia) w bezpiecznikach zainstalowanych przy kolektorze wylotowym silnika oraz płuczce spalin (zadziałanie powoduje obniżenie temperatury i wyłączenie silnika spalinowego),
- awaryjnego (automatycznego) układu PG 2F z substancją gaszącą CENTRIMAX ABC, której wypływ następuje pod wpływem przekroczenia temperatury skutkującej destrukcją przewodu w miejscach potencjalnie zagrożonych pożarem.

Podstawowe dane lokomotywy zawarto w tabeli 4.19.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Podstawowe dane lokomotyw DLZ 110F i DLZ 110F-II [42]

Tabela 4.19.

Typ lokomotywy	DLZ 110-F			DLZ 110F-II			
Typ silnika spalinowego	Czterocylindrowy, turbodoładowany typu ZETOR 1404 przystosowany do warunków przeciwwybuchowych z rozruchem hydraulicznym						
Moc silnika	81 kW/2300 mm^{-1}						
Liczba wózków napędowo-jezdnych (chłonność pompy 125 cm^3)	3	4	5	3	4		5
Siła uciągu lokomotywy	60 kN	80 kN	100 kN	60 kN	80 kN		100 kN
Maksymalna prędkość jazdy	2,0 m/s	1,5 m/s	1,2 m/s	2,0 m/s	1,5 m/s		1,2 m/s
Liczba wózków napędowo-jezdnych (chłonność pompy 180 cm^3)	4	5	6	4	5	6	7
Siła uciągu lokomotywy	80 kN	100 kN	120 kN	80 kN	100 kN	120 kN	140 kN
Maksymalna prędkość jazdy	2,0 m/s	1,6 m/s	1,4 m/s	2,0 m/s	1,63 m/s	1,36 m/s	1,16 m/s
Średnica koła napędowego	350 mm			355 (350) mm			
Szerokość: - standardowa - niestandardowa	850^{+40} mm 800 mm			850^{+40} mm 800 mm			
Wysokość od dolnej półki szyny	1235 mm			1235 mm			
Maksymalne nachylenie trasy	±25°			±30°			

Lokomotywa ciągnik DLZ 210F

Lokomotywa DLZ 210F (rys. 4.77) posiada największą moc spośród lokomotyw (ciągników) do kolejek podwieszonych oferowanych przez firmę FERRIT s.r.o. Do jej napędu zastosowano, przystosowany do warunków przeciwwybuchowych, sześciocylindrowy silnik typu John Deere Ferrit 6068 F210 z elektronicznie sterowaną pompą wtrysku paliwa o maksymalnej mocy 142 kW przy obrotach o wartości 2500 min^{-1}, oraz pompę główną o chłonności 250 cm^3 (na zamówienie 180 cm^3). Przewidziano możliwość stosowania od czterech do dwunastu wózków napędowo-jezdnych. W przypadku stosowania od sześciu do dwunastu wózków napędowo-jezdnych istnieje możliwość odłączania wybranych napędów, co skutkuje zwiększeniem prędkości jazdy lokomotywy z jednoczesnym zmniejszeniem siły uciągu. Zaprojektowano możliwość stosowania napędu zębatego (analogiczną jak w lokomotywie DLZ 110F-II). Siła uciągu jednego napędu zębatego wynosi 55 kN [42].

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 4.77. Lokomotywa DLZ 210F [42]

Zaprojektowany układ elektryczny i zastosowane dedykowane, specjalizowane urządzenia (prawie wszystkie produkcji FERRIT s.r.o.) spełniają wymogi bezpiecznego stosowania w warunkach potencjalnego zagrożenia wybuchem. Ognioszczelny alternator zasila ognioszczelnej budowy jednostkę centralną, zawierającą m.in. sterownik, kartę pamięci oraz zasilacze iskrobezpieczne. Wszystkie czujniki, reflektory oraz sygnalizatory dźwiękowe, a także elementy sterownicze w kabinach i wyświetlacze, połączone są w układzie iskrobezpiecznym. Elektroniczne sterowanie pompą wtrysku paliwa wymagało zabudowy dedykowanego modułu sterowania John Deere. System gaśniczy lokomotywy stanowi układ rozprowadzania CO_2 z dwóch butli ciśnieniowych (umieszczonych w kabinach) do dyfuzorów zabudowanych w strefie zagrożenia pożarowego. Na życzenie może zostać zabudowany układ CA IF stosowany w lokomotywie DLZ 110F (DLZ 110F-II) [42]. Podstawowe dane lokomotywy DLZ 210F ujęto w tabeli 4.20.

Podstawowe dane lokomotywy DLZ 210F [42]

Tabela 4.20.

Typ silnika spalinowego	Sześciocylindrowy typu John Deere Ferrit 6068 F210, (John Deere 6068 przystosowany do warunków przeciwwybuchowych) z hydraulicznym rozruchem i elektronicznie sterowaną pompą wtrysku paliwa								
Maksymalna moc	142 kW / 2500 min^{-1}								
Średnica koła napędowego	355 (400) mm								
Liczba wózków napędowo-jezdnych	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Siła uciągu (koło ϕ 355 mm)	110 kN	137,5 kN	165 kN	192,5 kN	220 kN	247,5 kN	275 kN	302,5 kN	330 kN
Maksymalna prędkość	3,1 m/s	2,5 m/s	2,1 m/s	1,8 m/s	1,6 m/s	1,4 m/s	1,3 m/s	1,1 m/s	1,0 m/s
Szerokość	800 mm								
Wysokość od dolnej półki szyny	1250 mm								
Maksymalne nachylenie trasy	±30°								

Open Access (CC BY-NC 4.0)

4.10. Ciągniki (lokomotywy) typu BEVEX

Powstała 1 stycznia 2002 roku firma BEVEX - BANSKY VYSKUM s.r.o, kontynuując prace prowadzone w ośrodku badawczo-rozwojowym BANSKY VYSKUM w Prievidzy (przedstawionym na początku rozdziału 4.8), opracowała kolejne rozwiązania lokomotyw z napędem spalinowym do podziemnych kolejek podwieszonych.

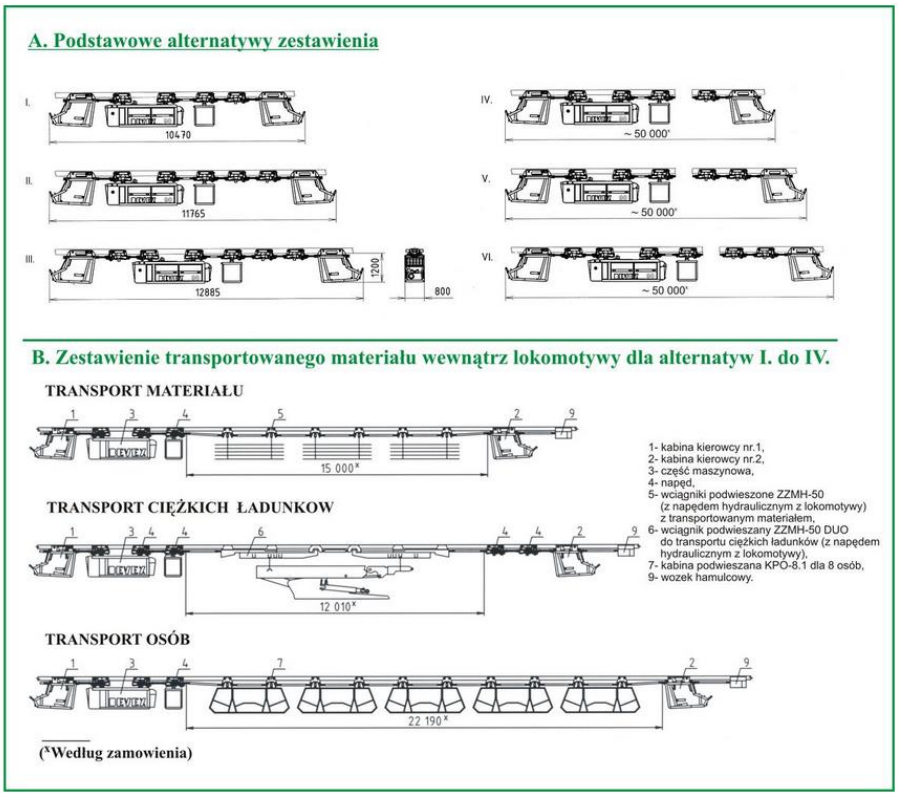
W 1997 roku wdrożono do produkcji lokomotywę LZH-60.D.0, która posiadała sterowanie elektroniczne oraz mikrokomputerową kontrolę parametrów pracy. Do jej napędu zastosowano turbodoładowany silnik japońskiej firmy KUBOTA o mocy 60 kW. W 2003 roku zmodernizowano wymienioną lokomotywę – zmodyfikowano obwód elektryczny, opracowano przeciwwybuchowe rozwiązania reflektora, alternatora i baterii. Osiowe silniki hydrauliczne firmy REXROTH (z przekładnią obiegową) zastąpiono wolnoobrotowymi silnikami firmy POCLAIN. Oznaczona symbolem LZH-60.D.01 zmodernizowana lokomotywa była produkowana do 2006 roku. W rezultacie kolejnej modernizacji powstała lokomotywa typu BEVEX 70 z silnikiem spalinowym o mocy 72 kW i pompą główną o zwiększonej chłonności do 130 cm^3/obr. [43].

W 2006 roku opracowano rozwiązanie lokomotywy BEVEX 80. Opracowano nową kabinę. Do napędu zastosowano nowy silnik spalinowy ISUZU o mocy 82 kW, który przystosowano do eksploatacji w wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem. Zastosowano pompę główną o objętości 130 cm^3/obr. lub alternatywnie o objętości 180 cm^3/obr. Wprowadzono możliwość jazdy składu kolejki podwieszonej z transportowanym materiałem lub kabinami do jazdy ludzi w środku lokomotywy tzn. pomiędzy kabinami. Lokomotywa posiadała udoskonalone sterowanie elektroniczne z kontrolą mikroprocesorową a elementy elektroniki sterowniczej umieszczono poza częścią maszynową. Przedmiotowa lokomotywa znalazła zastosowanie w polskich kopalniach węgla kamiennego. W 2009 roku opracowano prototypowe rozwiązanie lokomotywy BEVEX 85, w którym silnik spalinowy IZUSU zastąpiono silnikiem John Deere o mocy 83 kW, które stało się podstawą opracowania lokomotywy BEVEX 90 [43].

Spalinowa lokomotywa podwieszona BEVEX 90 przeznaczona jest do transportu zestawów jezdnych (materiałów lub ludzi) po torze jednoszynowym podwieszonym I 155, (I 140E), I 250, (I 140V) dopuszczonego typu (np. ZD-155, ZD-24) w poziomych i nachylonych wyrobiskach górniczych oraz na powierzchni o nachyleniu do 25°. Lokomotywa BEVEX 90 może pracować w sześciu podstawowych wariantach zestawieniach napędowych (rys. 4.78 [40]). W każdym zestawieniu istnieje możliwość jazdy składu kolejki podwieszonej z transportowanym materiałem lub kabinami do jazdy ludzi w środku lokomotywy tzn. pomiędzy kabinami. Modułowa budowa lokomotywy z dwiema niezależnymi, ergonomicznie rozwiązanymi kabinami,

Open Access (CC BY-NC 4.0)

pozwala na dowolne formowanie składu z transportowanymi zestawami jezdnymi (rys. 4.78B), według wariantów I. do VI. (rys. 4.78A)



Rys. 4.78. Możliwości kompletacji zestawu z lokomotywą BEVEX 90 [43]

Lokomotywa posiada udoskonalone sterowanie elektroniczne z kontrolą mikroprocesorową a elementy elektroniki sterowniczej umieszczone są poza częścią maszynową. Realizowane na drodze elektrycznej sterowanie jest intuicyjne i odbywa się jedną dźwignią z przestronnej kabiny kierowcy znajdującej się w kierunku jazdy. Zastosowano nowoczesne i niezawodne urządzenia elektryczne BEVEX. Lokomotywa posiada napęd spalinowo-hydrauliczny. Siła uciągu na koła napędowe (6, 8 lub 10) jest przenoszona z nowoczesnego wysokoprężnego silnika spalinowego typu 4BG1TR-BEVEX o mocy 91 kW, poprzez przekładnię hydrostatyczną złożoną z regulowanej pompy głównej oraz 6, 8 lub 10 silników hydraulicznych wolnoobrotowych POCLAIN (albo 6, 8 lub 10 silników hydraulicznych REXROTH z przekładniami). Hydrauliczny układ pomocniczy lokomotywy umożliwia podłączenie przejezdnych wciągników podwieszonych [43].

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Najważniejsze cechy lokomotywy [43]:

- udoskonalone sterowanie elektroniczne,
- elektronicznie sterowana automatyczna regulacja mocy przekładni hydrostatycznych,
- dwa niezależne systemy hamulcowe,
- dwa ograniczniki prędkości,
- archiwizacja stanów zakłóceń (tzw. czarna skrzynka),
- skuteczniejsze czujniki kontrolne do badania sprawności układów z optyczno-elektroniczną sygnalizacją komputerową,
- czujniki temperaturowego systemu zabezpieczeń,
- przedłużony wielożyłowy kabel sterowniczy 12-30 m,
- pomocniczy obwód zasilania wciągników podwieszonych,
- układ gaśnicy sterowany z obu kabin.

W tabeli 4.21 przedstawiono charakterystykę techniczną lokomotywy BEVEX 90 w różnych wariantach konfiguracyjnych, a na rysunku 4.79 jej widok na torze prób.

Charakterystyka techniczna lokomotywy BEVEX 90 [43]

Tabela 4.21.

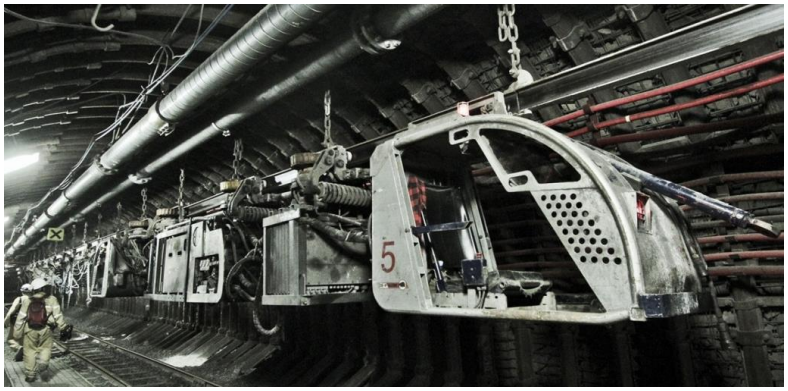
Warianty lokomotywy	I.	II.	III.	IV. /VII/.	V.	VI.
Ilość jednostek napędowych	4	5	6	4	5	6
Długość (mm)	10 470	11 765	13 055	~ 50 000	~ 50 000	~ 50 000
Wysokość do szyny kolejki (mm)	1200					
Szerokość (mm)	800					
Ciężar (kg)	4 900	5 400	5 850	4 950 /5000/	5 450	5 900
Trasa (profil)	I 155, 140V, M 200					
Siła uciągu (min. wytrzymałość toru)	80	100	120	80 (60)	100 (60)	120 (80)
Siła w zawiesiu min. (kN)	40					
Nachylenie toru max.	30°					
Min. promień krzywizny toru - poziomy/pionowy	4 m/8 m					
Max. odległość zawiesi	3 m					
Typ zawiesi toru jezdnego	zawiesia dopuszczonego typu o nośności min. 40 kN					
Dane trakcyjne dła toru suchego						
Min. wytrzymałość toru (kN)	80	100	120	60	60	80
Siła hamowania (kN)	120	150	180	120	150	180
Prędkość jazdy (m/s)	2	1,8	1,5	2	1,8	1,5
Masa całkowita zestawu transportowego – max. (T)						
Nachylenie trasy 0°÷5°	70	84	96	70	84	96
Nachylenie trasy 15°	28,2	34,6	40,9	28,2	34,6	40,9
Nachylenie trasy 30°	15,4	19,1	22,6	15,4	19,1	22,6

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 4.79. Lokomotywa BEVEX 90 na torze prób [43]

4.11. Ciągnik (lokomotywa) typu BIZON

Od 2013 roku czeska firma FITE a.s. oferuje polskim kopalniom węgla kamiennego lokomotywę podwieszoną typu BIZON 120-X (rys. 4.80). Wiodącymi w jej zastosowaniu są LW Bogdanka S.A. oraz Zakłady Górnicze TAURON WYDOBYCIE S.A. Lokomotywa napędzana jest turbodoładowanym, czterocylindrowym silnikiem, z hydraulicznym rozruchem typu PERKINS 1104-44TA przystosowanym do warunków potencjalnie zagrożonych wybuchem.



Rys. 4.80. Lokomotywa typu BIZON 120-X [44]

Lokomotywa może być wyposażona opcjonalnie w dwie pompy: o objętości geometrycznej 125 cm^3 lub 180 cm^3 oraz w 4 ÷ 6 napędów. Zapewniono możliwość odłączania jednego napędu co skutkuje zwiększeniem prędkości lokomotywy (przy jednoczesnym obniżeniu siły uciągu). Wszystkie

Open Access (CC BY-NC 4.0)

jednostki napędowe połączone są cięgłami, przez co nie dochodzi do przenoszenia siły pociągowej przez ramę i inne zespoły konstrukcyjne lokomotywy.

Układ elektryczny lokomotywy zaprojektowano w wykonaniu przeciwwybuchowym. Z silnika spalinowego paskiem klinowym napędzany jest ognioszczelny alternator, zasilający ognioszczelną jednostkę centralną (w części silnikowej lokomotywy), zawierającą m.in. sterownik, kartę pamięci oraz zasilacze iskrobezpieczne. Wszystkie czujniki reflektory i sygnalizatory dźwiękowe oraz urządzenia sterownicze i wyświetlacze w kabinach, połączone są w układzie iskrobezpiecznym.

System przeciwpożarowy składa się z trzech niezależnych układów:

- układu rozprowadzenia CO_2 ze zbiorników znajdujących się w kabinach operatora, do dyfuzorów zabudowanych w strefie zagrożenia pożarowego,
- samoczynnego awaryjnego układu gaszenia pod wpływem przekroczenia temperatury (destrukcja przewodu w miejscach potencjalnie zagrożonych pożarem i wpływ medium gaszącego),
- awaryjnego, automatycznego układu zatrzymania silnika.

Podstawowe dane techniczne lokomotywy BIZON 120-X zawarto w tabeli 4.22.

Podstawowe dane techniczne lokomotywy BIZON 120-X [44]

Tabela 4.22.

Maksymalna moc silnika spalinowego	93 kW/2200 min^{-1}		
Liczba wózków napędowo-jezdnych	4	5	6
Maksymalna siła uciągu	80 kN	100 kN	120 kN
Siła hamowania	120 kN	150 kN	180 kN
Maksymalna prędkość jazdy	2 m/s	2 m/s	1,6 m/s
Wysokość od główki szyny	1200 mm		
Szerokość	800 mm		
Masa	4800 kg	5200 kg	5600 kg
Promień skrętu: - w poziomie - w pionie	 4 m 8 m		
Maksymalne nachylenie trasy	± 30°		

Open Access (CC BY-NC 4.0)

4.12. Podwieszone ciągniki manewrowe

Ciągnik manewrowy, to urządzenie przeznaczone do przemieszczania zestawów nośnych na jezdniach podwieszonych kolei szynowych (podwieszonych torach jezdnych), zwłaszcza w kopalniach. Z reguły pracuje na krótkich do 200 m odcinkach trasy np. na dworcu przeładunkowym kolejek spągowych podwieszonych, komorach montażowych, warsztatach i remizach. Ciągniki mogą być zasilane: sprężonym powietrzem, energią elektryczną (przewodowo lub z akumulatora) lub energią pochodzącą z napędu spalinowego. W polskich kopalniach węgla kamiennego eksploatowane są ciągniki manewrowe z napędem spalinowym wyprodukowane przez firmy SCHARF, BECKER – WARKOP Sp. z o.o. i FERRIT s.r.o.

4.12.1. Ciągnik manewrowy RK-D-25-40

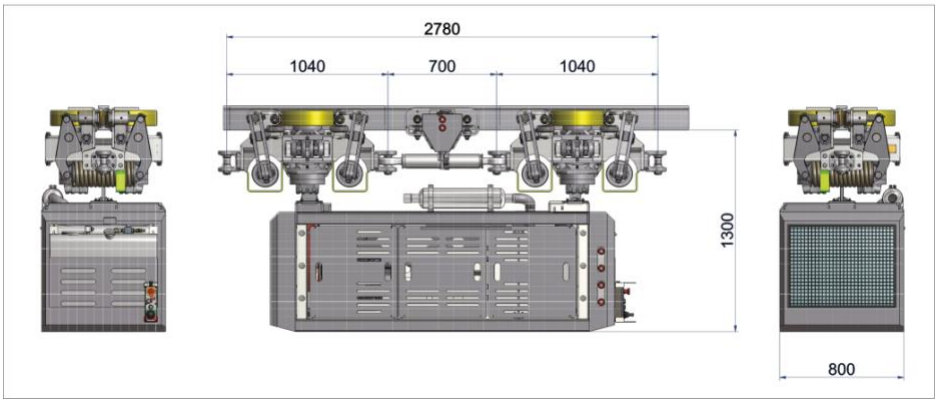
Napędzany silnikiem spalinowym ciągnik manewrowy RK-D-25-40 (z jedną lub dwiema jednostkami napędowymi) posiada bezpieczny i prosty system sterowania. Zbiornik paliwa pozwala na pracę co najmniej przez 12 godzin. Urządzenie wyposażone jest w suchy układ chłodzenia spalin. Może być stosowane do zasilania belek transportowych i innych urządzeń hydraulicznych medium o ciśnieniu do 12 MPa i wydajności do 36 l/min [14]. Parametry techniczne ciągnika RK-D-25-40 przedstawiono w tabeli 4.23, a na rysunku 4.81 jego gabaryty. Producentem urządzenia jest firma SCHARF.

Dane trakcyjne ciągnika RK-D-25-40 [14]

Tabela 4.23.

Silnik spalinowy	PERKINS 403D-15
Moc silnika	25 kW
Siła uciągu ciągnika dla jednej jednostki dla dwóch jednostek	 20 kN 40 kN
Maksymalne nachylenie	25°
Maksymalna prędkość	1,3 m/s
Maksymalna siła hamowania dla jednej jednostki dla dwóch jednostek	 30 kN 60 kN
Klasa ochrony przeciwwybuchowej	Ex I M2 Ex ib I
System chłodzenia spalin	płuczka wodna
Gabaryty długość/szer./wys.	2780/800/1300 mm

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 4.81. Ciągnik manewrowy RK-D-25-40 [14]

Spalinowe ciągniki manewrowe RK-D-25-40 eksploatowane są między innymi (stan na grudzień 2020 r.) w KWK Budryk, KWK Pniówek, KWK Borynia-Zofiówka-Jastrzębie, KWK Ruda, KWK Piast-Ziemowit, KWK Murcki-Staszic, KWK Mysłowice-Wesoła ZG Janina, ZG Sobieski [14].

4.12.2. Ciągnik BECKMAN

W roku 2014 firma BECKER-WARKOP Sp. z o.o. wprowadziła na rynek podwieszony ciągnik manewrowy z napędem spalinowo-hydraulicznym typu BECKMAN oraz BECKMAN R-Z o mocy silnika 36 kW. Ciągnik ten występuje w dwóch wersjach tj. z napędem ciernym lub zębatym. Opcjonalnie istnieje możliwość sterowania radiowego [33]. Paramenty techniczne ciągnika BECKMAN przedstawiono w tabeli 4.24, a jego widok na rysunku 4.82.

Dane trakcyjne ciągnika BECKMAN [33]

Tabela 4.24.

Silnik spalinowy	John Deere 3029D
Moc silnika	36 kW
Maksymalna prędkość	1,6 m/s
Maksymalne nachylenie	30°
Siła uciągu dla jednego napędu	20 kN
dla dwóch napędów	40 kN
Promień zakrętu jezdni: - w poziomie - w pionie	4 m 8 m
Gabaryty długość/szer./wys.	2615/800/1200 mm
System chłodzenia spalin	suchy wymiennik ciepła

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 4.82. Ciągnik manewrowy BECKMAN [33]

Spalinowe ciągniki manewrowe BECKMAN eksploatowano między innymi (stan na grudzień 2016 r.) w KWK Śląsk, KWK Staszic, KWK Jankowice, a także były przedmiotem eksportu do Rosji.

4.12.3. Ciągnik manewrowy DMZ50F-RC

Podwieszony ciągnik manewrowy DMZ50F-RC (prod. firmy FERRIT s.r.o.) jest urządzeniem wyposażonym w agregat spalinowo-hydrauliczny, wykorzystywany jako środek ciągnący do transportu zestawu po jednoszynowej kolejce podwieszanej o profilu I155 w płaszczyźnie poziomej i przy nachyleniu maks. 30°. Może być wykorzystywany również jako agregat hydrauliczny do zasilania małej mechanizacji (np. wkrętarki, pompy do osadów S3TDI, wkrętarki impulsowej HPU2501P, ręcznego młota udarowego itp.).

Do urządzenia DMZ50F-RC można przyłączyć również urządzenia do transportu materiału, takie jak np. belki nośne, kontenery, kabiny jazdy ludzi itp. Sterowanie pracą ciągnika realizowane jest ręcznie z kasety sterowniczej lub zdalnie sterownikiem radiowym. Urządzenie może pracować w dowolnym miejscu wyrobiska kopalnianego podwieszanej jednotorowej kolejki przy zachowaniu obowiązujących przepisów bezpieczeństwa i zapisów instrukcji obsługi urządzenia manewrowego oraz kolejki podwieszonej [42]. Dane trakcyjne ciągnika manewrowego DMZ50F podano tabeli 4.25, a na rysunku 4.83 jego widok.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Dane trakcyjne ciągnika DMZ50F [42]

Tabela 4.25.

Silnik spalinowy	CUMMINS A2300
Moc silnika	36 kW
Maksymalna prędkość	0,9/0,8 m/s
Maksymalne nachylenie	30°
Liczba jednostek napędowych	1/2
Siła uciągu	20/40 kN
Gabaryty długość/szer./wys.	3158/915/1141 mm
System chłodzenia spalin	płuczka wodna

Rys. 4.83. Ciągnik manewrowy DMZ50F-RC [36]

Literatura

[1] Kovalik M.: Vykonnejsia viacdielna zavesna lokomotiva LZH-50. D.3. Spravodaj nr 1/1988. Prievidza 1988.

[2] Mitręga J. [red]: Rozwój mechanizacji robót podziemnych w kopalniach węgla kamiennego w PRL. Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1967.

[3] Pieczora E., Suffner H.: Rozwój napędów dołowych kolejek podwieszonych. Maszyny Górnicze 2017 nr 3.

[4] Gawol J., Nasiek M.: Koleje szynowe podwieszone i spągowe. Maszyny Górnicze 1984 nr 8.

[5] Drewniak J., Gawol J.: Transport pomocniczy – charakterystyka stanu obecnego i kierunki prac projektowo-konstrukcyjnych

Open Access (CC BY-NC 4.0)

prowadzonych w tym zakresie przez Centrum KOMAG. W: Transport ludzi w podziemiach kopalń. Materiały konferencyjne. SITG, CMG KOMAG. Gliwice, 1987

[6] Marciniak Z., Jałmużna J.: Perspektywy rozwoju pomocniczego transportu podziemnego w świetle oferty FMG PIOMA S.A., Bezpieczeństwo Pracy i Ochrona Środowiska Górniczego 2002 nr 3.

[7] Wyciszczok S., Buczak R., Tomaszewski K.: Przebieg wdrażania i doświadczenia z użytkowania kolei linowej krzesełkowej KLK-2000W/1 do jazdy ludzi w podziemiach kopalń w KWK Brzeszcze. Maszyny Górnicze 1995 nr 52

[8] Wala F., Bydłoń L., Drzyzga M.: Kolejka podwieszana z ciągnikiem spalinowym w kopalni Ziemowit. Wiadomości Górnicze 1994 nr 3.

[9] Jarczyk M., Czech S.: Doświadczenia kopalni Piast z zastosowaniem kolejki podwieszanej firmy SCHARF z ciągnikami spalinowymi do zbrojenia i likwidacji ścian. Wiadomości Górnicze 1995 nr 3.

[10] Borycz J., Zdunek A.: Modernizacja transportu podziemnego z zastosowaniem kolei podwieszanych w KWK Piast. W: Modernizacja systemu transportu podziemnego. Materiały konferencyjne. Ref. XVII, s. 1 – 7. SITG, CMG KOMAG. Szczyrk 1997.

[11] Borycz J., Grudnik J., Janik M., Zadęcki G.: Nowe doświadczenia KWK "Piast" w modernizacji transportu podziemnego z zastosowaniem kolejki podwieszanej z ciągnikami spalinowymi firmy RUHRTHALER przy przezbrajaniu ciężkiej obudowy ścianowej. Wiadomości Górnicze 1998, nr 7-8.

[12] Chmielewski J.: Wzrost efektywności transportu poziomego załogi i materiałów przy zastosowaniu podwieszanych kolejek z napędem spalinowym w kopalni Bogdanka. Wiadomości Górnicze 1996 nr 7-8.

[13] Materiały i prospekty firmy ORTAS.

[14] Materiały i prospekty firmy SCHARF.

[15] Materiały i prospekty firmy RUHRTHALER.

[16] Fuksa D., Kęsek M., Ślósarz M., Bator A.: Koncepcja zintegrowanego systemu transportu poziomego w kopalniach węgla kamiennego. Przegląd Górniczy 2015 nr 8.

[17] Siedlar A., Furmanik K., Maziarz M.: Możliwości eksploatacyjne napędów ciernych i zębatych kolejek podwieszanych i spągowych. Mechanizacja i Automatyzacja. Górnictwa 2000 nr 1.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

[18] Furmanik K., Siedlar A.: Sprzężenia cierne i zębate w napędach kolei szynowych. Część I. Koleje przyczepne. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 2002.

[19] Furmanik K., Siedlar A.: Sprzężenia cierne i zębate w napędach kolei szynowych. Część II. Koleje zębate. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 2002.

[20] Pieczora E.: Prace prowadzone przez CMG KOMAG w zakresie dołowych i powierzchniowych wąskotorowych lokomotyw spalinowych. W: Dołowe i powierzchniowe wąskotorowe lokomotywy spalinowe w kopalniach przemysłu Węglowego. Materiały na sympozjum. CMG KOMAG. Gliwice 1990.

[21] Pieczora E., Jałmużna J.: Kolej podwieszona z napędem spalinowym do transportu materiałów i jazdy ludzi, produkcji FMG PIOMA S.A. Wiadomości Górnicze. 1995 nr 9.

[22] Pieczora E., Skarka W., Suffner H.: Dołowy transport pomocniczy z zastosowaniem krajowych szynowych kolei podwieszanych i naspągowych z napędem linowym oraz indywidualnym spalinowym. W: Nowoczesne metody drążenia wyrobisk korytarzowych z uwzględnieniem aspektów bezpieczeństwa pracy. Materiały na konferencję: Szczyrk, 1996.

[23] Myrta Z., Jałmużna J., Pieczora E.: Kolej podwieszona z napędem spalinowym LPS-90 nowoczesnym i bezpiecznym środkiem transportu dołowego. W: Modernizacja systemu transportu podziemnego. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. Materiały na konferencję: Szczyrk, czerwiec 1997.

[24] Pieczora E. i in.: Sprawozdanie z badań stanowiskowo-atestacyjnych i prób ruchowych lokomotywy podwieszonej spalinowej LPS - 90. CMG KOMAG. Gliwice 1996 (materiały niepublikowane).

[25] Mierzwa Z., Pieczora E.: Hydrauliczny układ napędu i sterowania lokomotywy podwieszanej spalinowej LPS-90. W: Napędy i sterowania hydrauliczne '96. Materiały konferencyjne. Politechnika Wrocławska. SIMP. Wrocław – Szklarska Poręba. 1996.

[26] Pieczora E., Szeloch A., Mierzwa Z.: Układ sterowania i kontroli pracy dołowych pojazdów z napędem spalinowym. W: Nowoczesne metody drążenia wyrobisk korytarzowych z uwzględnieniem aspektów bezpieczeństwa pracy. Materiały konferencyjne. SITG. CMG KOMAG. Szczyrk.1996.

[27] Materiały udostępnione przez FAMUR S.A. Systemy Transportowe PIOMA oddział w Piotrkowie Trybunalskim.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

[28] Michalak R.: Ciągnik podwieszany spalinowy PIOMA CS 80. Transport Przemysłowy 2003 nr 3.

[29] Brzeżański Z., Michalak R., Dziadecki A., Gruszecki W., Szymski W., Witt M., Pieczora E.: Mechatroniczny układ sterująco-zabezpieczający do dołowych pojazdów z napędem spalinowym.W: Materiały konferencji: 3. Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa "Kombajny chodnikowe"; "Mechatronika w górnictwie", Wisła, 2006.

[30] Dziadecki A., Gruszecki W., Grzegorski J., Skotniczy J., Witt M., Deja P., Majewski M.: Mechatroniczny układ sterująco-zabezpieczający do pojazdów z napędem spalinowym eksploatowanych w warunkach zagrożenia wybuchem metanu i pyłu węglowego. W: Zasilanie, informatyka techniczna i automatyka w przemyśle wydobywczym. Innowacyjność i bezpieczeństwo. Materiały konferencyjne EMTECH 2009. CEiAG EMAG. Ossa k. Rawy Mazowieckiej 2009.

[31] Gruszecki W., Majewski M.: Układ sterująco-zabezpieczający do maszyn z napędem spalinowym eksploatowanych w podziemnych zakładach górniczych. Napędy i Sterowanie 2013 nr 1.

[32] Karty katalogowe firmy ELSTA Elektronika s.k.a. Sp. z o.o. Dostęp: https://www.elektronika. ELSTA.pl/produkty/(10.2018).

[33] Materiały udostępnione przez BECKER – WARKOP Sp. z o.o.

[34] Budniok T., Rusinek J.: Transport kolejkami podwieszonymi stosowany przez firmę Becker-Warkop sp. z o.o. W: Materiały konferencji: Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, Ustroń, 4-6 listopada 2009.

[35] Zasadni W., Rusinek J., Kania J.: Rozwój systemu transportu kolejkami podwieszonymi z napędem własnym, a możliwości jego wykorzystania. Innowacyjne techniki i technologie dla górnictwa. Bezpieczeństwo - Efektywność - Niezawodność, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2014.

[36] Hajduk W.: Zastosowanie ciągnika podwieszonego typu KPCZ-148 z napędem cierno-zębatym w KWK Knurów-Szczygłowice. W: Materiały konferencji: Górnictwo Zrównoważonego Rozwoju 2015, Konferencja Naukowa, Gliwice, 25 listopada 2015.

[37] Kubaczka C., Pawlas J., Zasadni W., Rusinek J.: Zastosowanie napędu zębatego w kolejkach podwieszonych z napędem własnym w JSW SA KWK "Borynia-Zofiówka-Jastrzębie" Ruch "Zofiówka". W: Materiały konferencji: XXIII Szkoła Eksploatacji Podziemnej 2014, Kraków, 24-28 lutego 2014.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

[38] Skolmowski J.: Możliwości eksploatacyjne nowego ciągnika DZ 2000 kolejki podwieszanej z napędem spalinowym firmy Scharf. W: Materiały konferencji: TUR 2005, IV Międzynarodowej Konferencji Techniki Urabiania TUR AGH, 2005.

[39] Mrowiec M.: Nowe rozwiązania techniczne w ciągnikach spalinowych kolejek podwieszonych oraz spągowych - stan obecny i możliwe kierunki rozwoju. W: Materiały konferencji: Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie, VI Międzynarodowa Konferencja, Ustroń, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego, 3-5 listopada 2010.

[40] Prospekty firmy IMM Pribram s.r.o.

[41] Materiały informacyjne firmy STAVUS a.s.

[42] Prospekty i materiały informacyjne firmy FERRIT s.r.o.

[43] Materiały informacyjne firmy BEVEX s.r.o. (www.bevex.sk)

[44] Materiały informacyjne firmy FITE a.s.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

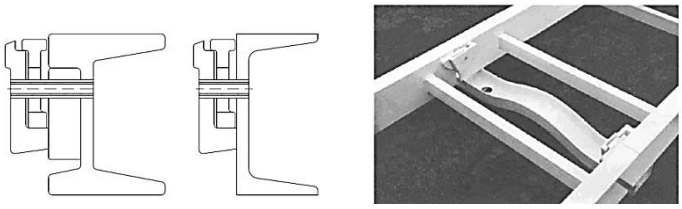
5. Kolejki spągowe z napędem spalinowym

Hubert Suffner

W praktyce ruchowej, kolejkami spągowymi (określanymi także kolejami spągowymi) nazywane są urządzenia transportowe przeznaczone do prowadzenia ruchu w wyrobiskach nachylonych powyżej 4°. Zgodnie z zapisami normy PN-G-02150:1997 [1] noszą one nazwę kolei szynowych do transportu pochyłego. W wyrobiskach pochyłych, ze względów bezpieczeństwa, nie stosuje się maszyn pociągowych ze sprzężeniem adhezyjnym, a jedynie maszyny z napędem linowym, ciernym z wymuszonym dociskiem oraz wykorzystujące połączenie kształtowe np. zębate.

Zwiększająca się masa wyposażenia ścianowego oraz tendencja przemieszczania urządzeń maksymalnie skompletowanych, (co obniża koszty i czas ich zabudowy w miejscu użytkowania, przy jednoczesnym ograniczeniu nośności jezdni podwieszonych), stały się impulsem do rozwoju kolejek spągowych.

Jedną z firm prowadzących prace w tym zakresie jest niemiecka firma SCHARF [2, 3], która wykorzystała swoje doświadczenia uzyskane w trakcie produkcji i wdrażania urządzeń transportu podwieszonego. Stąd też nawiązanie rozwiązań kolejek spągowych do kolejek podwieszonych. Przyjęto, że wykorzystana zostanie jezdnia szynowa specjalnej segmentowej konstrukcji, przykotwiona do spągu, po której poruszać się będzie zestaw transportowy przeciągany kołowrotem linowym. Zestaw transportowy złożony co najmniej z wózka ciągnącego, platformy nośnej i wózka hamującego związano kształtowo z jezdnią szynową. Na rysunku 5.1 pokazano fragment jezdni szynowej firmy SCHARF [4].

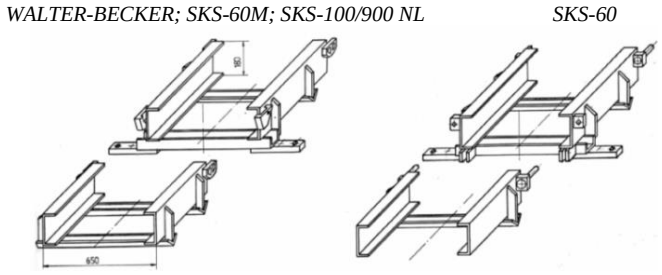


Profil szyny SR 40 *Profil szyny 76/82* *Profil szyny 76/82 system 800*

Rys. 5.1. Profile jezdni szynowej firmy SCHARF [4]

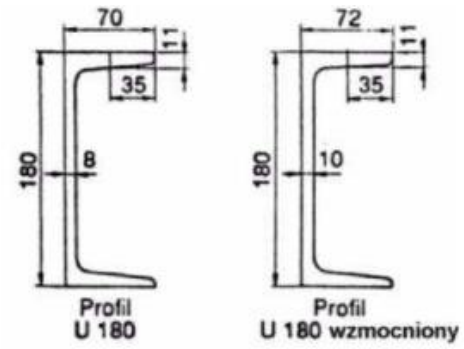
Z uwagi na fakt, że firma SCHARF opatentowała wspomniane rozwiązanie, inne firmy, takie jak przykładowo firma WALTER-BECKER czy też KOMAG zdecydowały się opracować własne systemy jezdni szynowych o innych profilach (rys. 5.2) [5, 6, 7].

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 5.2. Segment jezdni szynowej kolei WALTER-BECKER, SKS-60, SKS-60M i SKS-100/900NL [5, 6]

Ponieważ jezdnia szynowa wykonana z ceownika 180 ma ograniczoną nośność, równolegle prowadzono prace nad zastąpieniem go kształtownikiem o innych przekrojach. Przykłady takich profili przedstawiono na rysunku 5.3.



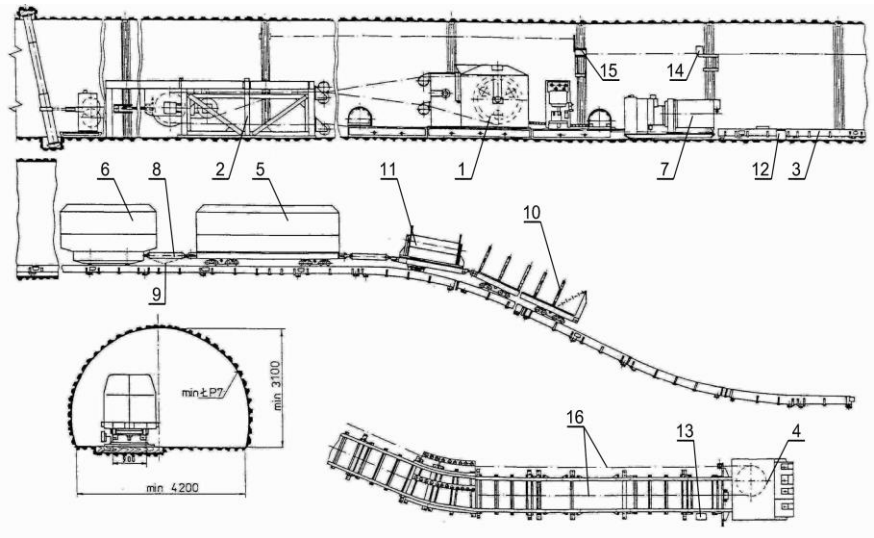
Rys. 5.3. Przykłady profili szyn firmy WALTER-BECKER [5]

Firma WALTER-BECKER wraz z ówczesną Fabryką Maszyn Górniczych PIOMA opracowały szynową kolej spągową BECKER-PIOMA typu KS-650/900/63/100, o szerokości tras 650 i 900 mm i sile uciągu 63 lub 100 kN, wdrożoną w 1990 roku do produkcji przez firmę BECKER-WARKOP Sp. z o.o. W wyniku dynamicznego rozwoju ich stosowania, w 1997 roku polskie kopalnie eksploatowały już 60 egzemplarzy tych kolejek [8].

Prekursorem krajowych rozwiązań tego typu kolejek jest KOMAG, który w latach osiemdziesiątych XX wieku opracował szynową kolej spągową oznaczoną symbolem SKS-60 [9] (po modernizacji SKS-60M [6]).

Konstrukcję szynowej kolejki spągowej można prześledzić na przykładzie kolei SKS-100/900NL (rys. 5.4) będącej efektem zrealizowanego w latach 1994 - 1996 przez KOMAG i ówczesną Fabrykę Maszyn Górniczych PIOMA S.A. (obecnie FAMUR S.A.) projektu celowego. Kolej została wdrożona w KWK Sośnica [10, 11, 12]. Jej podstawowe parametry techniczne ujęto w tabeli 5.1.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 5.4. Szynowa kolej spągowa SKS-100/900NL [7, 10]

1 - napęd linowy, 2 - stacja napinająca, 3 - jezdnia, 4 - zwrotnia przejezdna, 5 - platforma ciągnąco-nośna 220 kN, 6 - wózek hamulcowy, 7 - wyposażenie elektryczne, 8 - łącznik przegubowy, 9 - lina bezpieczeństwa, 10 - platforma ciągnąco-nośna 120 kN, 11- wóz z liną zapasową, 12 - wyłącznik przejezdny, 13 - wyłącznik krańcowy, 14 - wspornik zespołu sygnalizacji, 15 - wspornik tablic świetlnych, 16 - lina ciągnąca

Charakterystyka techniczna kolei SKS-100/900NL [10]

Tabela 5.1.

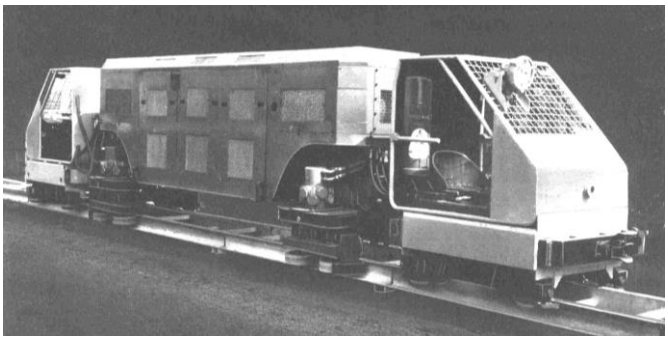
Maksymalna siła ciągnąca w linie napędu	100 kN
Średnica liny ciągnącej w zależności od typu stosowanego napędu	do 30 mm
Statyczna siła hamowania wózka hamulcowego nowego lub po kapitalnym remoncie, stosowanego alternatywnie w zależności od konfiguracji trasy	150 kN 120 kN 90 kN 75 kN
Prędkość jazdy zestawu	0 - 2 m/s
Prędkość jazdy zadziałania układu hamulcowego	2,8 - 3,2 m/s
Minimalny promień krzywizny toru - w płaszczyźnie poziomej - w płaszczyźnie pionowej	 4 m 10 m
Dopuszczalne pochylenie wzdłużne jezdni przy transporcie materiałów	30°
Dopuszczalne pochylenie wzdłużne jezdni przy jeździe ludzi	25°
Dopuszczalne pochylenie poprzeczne jezdni	10°
Liczba osób przewożonych w kabinie na wózku hamulcowym	8 osób
Liczba osób przewożonych w kabinie nakładanej na platformę ciągnąco-nośną	14 osób

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Kolejki spągowe z napędem linowym pomimo wielu swoich zalet, takich jak możliwość transportu dużych mas i możliwość pokonywania znacznych nachyleń, miały podstawową niedogodność jaką była ograniczona długość trasy jezdnej (liny ciągnącej) oraz brak możliwości obserwacji trasy jezdnej i wyrobiska transportowego przez operatora, który zajmował się obsługą napędu linowego i miał możliwość obserwacji jedynie licznika przebytych metrów. Wprawdzie w trakcie przewozu ludzi (rys. 5.5), jadący mogli obserwować trasę i w uzasadnionych wypadkach awaryjnie zatrzymać ruch kolejki, ale nie mieli możliwości regulowania prędkości ruchu zestawu transportowego np. w trakcie przejazdu przez zakręt trasy.

Rys. 5.5. Jazda ludzi koleją SKS-100NL [10]

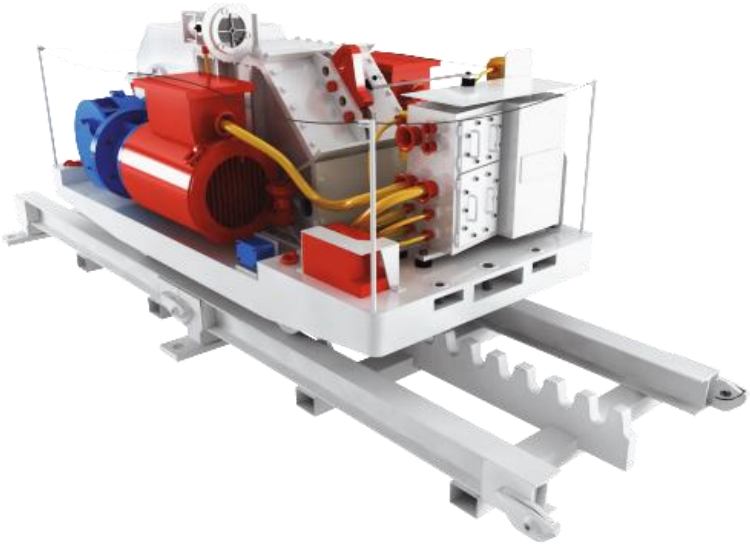
Niedogodności te eliminowało zastosowanie napędu autonomicznego, poruszającego się wraz z zestawem transportowym. Takim napędem był ciągnik szynowy z napędem spalinowo-hydraulicznym wzorowanym na rozwiązaniach zastosowanych w kolejkach podwieszonych. Prace nad tego typu urządzeniami prowadziły między innymi niemieckie firmy KLÖCKNER-BECORIT, MUCKENHAUPT i SCHARF. Na rysunku 5.6 przedstawiono przykładowe rozwiązanie takiego ciągnika (firmy SCHARF).



Rys. 5.6. Ciągnik spalinowo-hydrauliczny firmy SCHARF [4]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

W polskich kopalniach pierwszym wdrożonym urządzeniem z napędem autonomicznym była kolejka spągowa zębata typu KSZ-650/900/30/60 o sile uciągu 180 kN opracowana i produkowana przez firmę BECKER-WARKOP Sp. z o.o. [13], którą stosowano do zbrojenia ścian [14]. W układzie napędowym zastosowano silniki elektryczne zasilane kablem wleczonym. Model ciągnika tej kolejki przedstawiono na rysunku 5.7. Firma BECKER-WARKOP Sp. z o.o. oferuje również kolejkę KSZ-900/110 o sile uciągu 300 kN [15].



Rys. 5.7. Ciągnik elektryczny kolejki KSZ-650/900/30/60-A [15]

Również specjaliści FAMUR S.A. opracowali rozwiązanie kolejki spągowej zębatej typu FRTS-900 (w dwóch wykonaniach: o sile uciągu 145 kN i 210 kN) przeznaczonej do zbrojenia ścian. Kolejka ta (rys. 5.8) zasilana napięciem 660 V, została zastosowana w kopalniach Kazachstanu i Indonezji [16].

Rys. 5.8 Ciągnik elektryczny kolejki FRTS-900 na torze prób [16]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Podobną funkcję spełnia ciągnik typu EHT 180 (rys. 5.9) czeskiej firmy FERRIT s.r.o., w którym zastosowano napęd elektrohydrauliczny. Jego siła uciągu, w przypadku zastosowania wolnoobrotowych silników hydraulicznych firmy POCLAIN wynosi 140 kN (dwa silniki) lub 280 kN (cztery silniki), a w przypadku zastosowania silników szybkoobrotowych i przekładni planetarnych odpowiednio 180 kN lub 360 kN. Szerokość toru może wynosić 600 lub 900 mm a jego maksymale nachylenie ±35° [17].

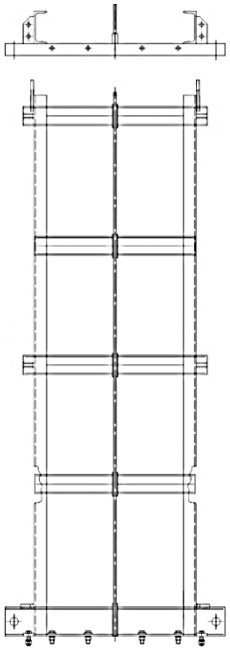
Rys. 5.9. Elektrohydrauliczny ciągnik typu EHT 180 firmy FERRIT s.r.o. [17]

Stosowanie tego typu kolejek w praktyce ruchowej okazało się bardzo efektywne, ale ich podstawową wadą był wleczony kabel zasilający ograniczający zasięg maszyny. Z tego względu firma VACAT Sp. z o.o. i FMG PIOMA S.A. oraz RFM RYFAMA S.A. przy współpracy z KOMAG-iem, a także BECKER-WARKOP Sp. z o.o. zaangażowały się w opracowanie rozwiązań bazujących na napędach własnych (spalinowych).

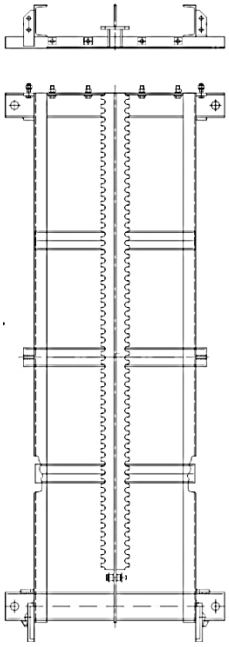
5.1. Kolej spągowa PIOMA-VACAT

Inicjatorem rozwiązania kolei spągowej PIOMA-VACAT była firma VACAT Sp. z o.o., realizująca wraz z KOMAG-iem w latach 2004 - 2006 projekt celowy pt.: „Wielofunkcyjny moduł napędowy spalinowej kolei spągowej do pracy na nachyleniach”. Efektem tego projektu było opracowanie toru, powstałego w wyniku modyfikacji trasy jezdnej kolei SKS-100/900NL z wymuszonym prowadzeniem zestawów transportowych po trasie ceowej, dostosowanej do ciernego (w osi zabudowano pionową listwę - rys. 5.10) oraz kształtowego (w osi zabudowano podwójną listwę zębatą, o poziomo usytuowanych zębach - rys. 5.11) przeniesienia napędu, a także modułów jezdno-napędowych zintegrowanych z opracowaną trasą. Każdy z nich składał się z ramy nośnej, wyposażonej w cztery zespoły rolek tocznych. W ramie zabudowano zespół napędowy z dwoma wolnoobrotowymi silnikami hydraulicznymi zaopatrzonymi w cierne koła napędowe zintegrowane z kołami zębatymi (rys. 5.12 i 5.13).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

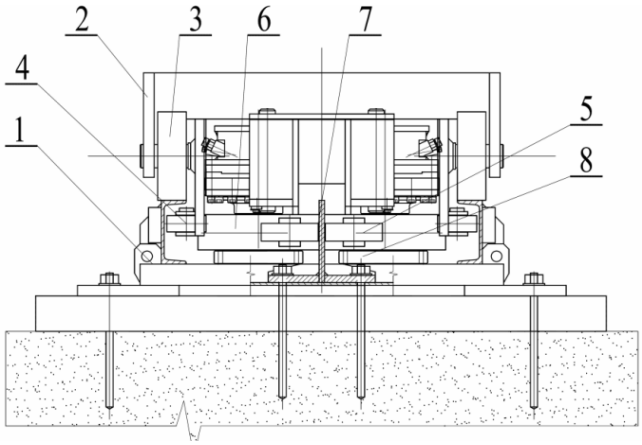


Rys. 5.10. Szyna z cierną listwą napędową [18]



Rys. 5.11. Szyna z zębatą listwą napędową [18]

Ponadto zespół napędowy wyposażono w układ hamulcowy współpracujący z listwą cierną. Zapewniono poprzeczne przemieszczanie się zespołu napędowego w ramie modułu, dlatego nie miały większego znaczenia błędy usytuowania listwy ciernej lub zębatej. Możliwe było pokonywanie zakrętów o małych promieniach [19].



Rys. 5.12. Napęd cierny kolei PIOMA-VACAT [20]

1 - jezdnia szynowa, 2 - wózek napędowy, 3 - koło nośne, 4 - koło prowadzące jezdni, 5 - koło prowadzące listwy, 6 - koło cierne, 7 - listwa cierna, 8 - koło zębate

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 5.13. Napęd cierno-zębaty kolei PIOMA-VACAT [21]

Na dwóch (środkowych) modułach posadowiono agregat spalinowo-hydrauliczny ciągnika PIOMA CS 80 (rozdz. 4.3.1), a na kolejnych dwóch (zewnętrznych) jego kabiny. Moduły połączono za pomocą sprzęgów, a każde połączenie zabezpieczono dwiema linami bezpieczeństwa [19, 22, 23]. W ten sposób skonfigurowano kolej spągową PIOMA-VACAT (rys. 5.14), której finalnym wytwórcą była Fabryka Maszyn Górniczych PIOMA S.A.

Rys. 5.14. Kolej zębata spągowa z napędem spalinowym PIOMA-VACAT [19]

Istotnym zagadnieniem, wymagającym specjalnych rozwiązań, była płynna (podczas jazdy – bez jej zatrzymywania) zmiana systemu napędowego z ciernego na zębaty i odwrotnie. Umożliwiły to specjalne kształtowe listwy odchylające koła cierne z odpowiednio wyprofilowanym pierwszym zębem zębatki. Ograniczono siłę docisku kół napędowych podczas pracy napędów w systemie zębatkowym. Istotą rozwiązania systemu zębatkowego było utrzymywanie (w przybliżeniu) stałej odległości pary kół napędowych, z wykorzystaniem specjalnego rodzaju zazębienia bez udziału dodatkowych elementów dystansujących [22].

Podstawowe parametry tej kolei ujęto w tabeli 5.2. Jej pierwszy egzemplarz wdrożono w KWK Wesoła.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Dane trakcyjne ciągnika PIOMA-VACAT [23]

Tabela 5.2.

Siła uciągu napędu ciernego	81 kN
Siła uciągu napędu zębatego	91 kN
Statyczna siła hamowania	135 kN
Maksymalna moc silnika	81 kW
Maksymalna prędkość jazdy z napędem ciernym	do 2 m/s
Maksymalna prędkość jazdy z napędem zębatkowym	1,6 m/s
Liczba modułów napędowych	4
Zalecany minimalny promień krzywizny toru	4 m
Dopuszczalny minimalny promień krzywizny toru	10 m
Maksymalne nachylenie trasy dla systemu ciernego	20°
Maksymalne nachylenie trasy dla systemu zębatkowego	30°
Dopuszczalne nachylenie poprzeczne trasy	10°
Masa własna	10 t
Długość/szerokość/wysokość	8,84/1,18/1,65 m
Rozstaw szyn	900 mm

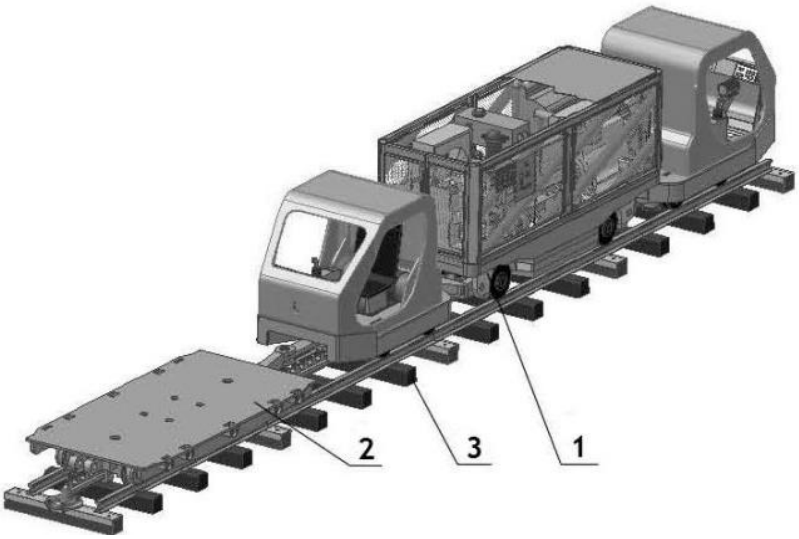
Kolej PIOMA – VACAT posiadała następujące zalety [18]:

- rozkład siły pociągowej na cztery moduły, zmniejszający siły obciążające kotwie torowiska, zarówno w czasie jazdy jak i hamowania,
- brak sił reakcji od układu napędowego w kierunku pionowym dzięki poziomo usytuowanym kołom zębatym napędów,
- podwójny system napędowy pozwalający na optymalne wykorzystanie siły pociągowej,
- możliwość wykorzystania platform kolejek spągowych stosowanych w kolejkach spągowych z napędem linowym,
- płynna zmiana systemu przeniesienia napędu, bez zatrzymywania ciągnika.

5.2. Szynowa kolej zębata SKZ-81

W wyniku współpracy KOMAG-u i Rybnickiej Fabryki Maszyn RYFAMA S.A., w latach 2004 - 2006, powstała konstrukcja szynowej kolei spalinowej SKZ-81, z podwójnym systemem napędowym (rys. 5.15).

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 5.15. Model szynowej kolei zębatej SKZ-81 [22, 23]

Podstawowe komponenty tej kolei to ciągnik spalinowy (poz. 1), platforma transportowa w wersji podstawowej (poz. 2), platforma do transportu ludzi lub platforma kontenerowa, do transportu materiałów. Trasę jezdną (poz. 3) stanowiły elementy łukowe w płaszczyźnie poziomej i pionowej, proste odcinki zębatki oraz specjalne stalowe podkłady kotwiące.

Założeniem przy opracowaniu tej kolei było zapewnienie możliwości transportu ładunków (w tym kompletnych sekcji obudowy zmechanizowanej) bezpośrednio od podszybia aż do wyrobiska ścianowego bez konieczności przeładunku, przy czym mając na uwadze obniżenie kosztów wykonania trasy, przyjęto za cel wykorzystanie istniejących torowisk kopalnianych z opcją dobudowywania na odcinkach nachylonych listwy zębatej. W związku z tym, kolej wyposażono w dwa systemy napędowe [22]:

- adhezyjny do jazdy na odcinkach trasy praktycznie poziomych, o nachyleniu do 4º (funkcja lokomotywy),
- zębaty do jazdy w wyrobiskach nachylonych do 30º (funkcja kolejki).

Na rysunku 5.16 przedstawiono widok ciągnika, a na rysunku 5.17 przedstawiono jego podstawowe wymiary oraz główne zespoły. W tabeli 5.3 ujęto najistotniejsze parametry trakcyjne.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 5.16. Ciągnik kolei SKZ-81 [21]

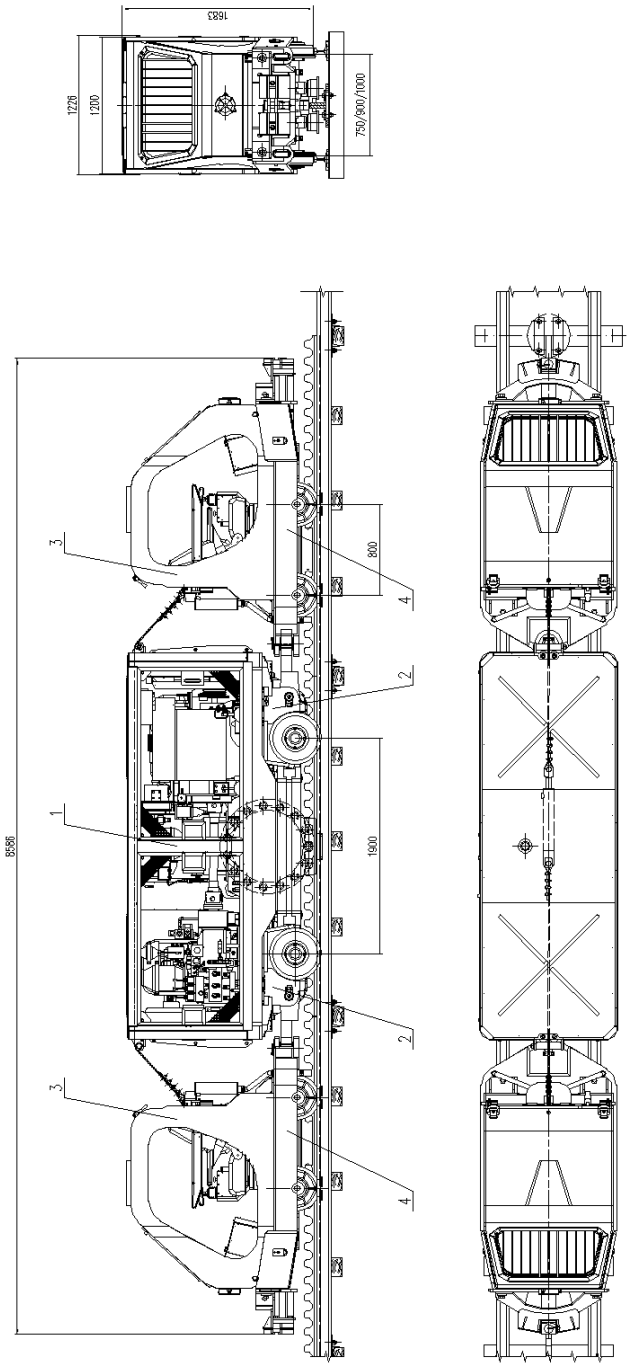
Dane trakcyjne ciągnika SKZ-81 [23]

Tabela 5.3.

Moc silnika	81 kW
Siła uciągu przy napędzie zębatkowym	do 270 kN
Siła uciągu przy napędzie adhezyjnym	do 29 kN
Prędkość jazdy przy napędzie zębatkowym	0,3÷1,34 m/s
Prędkość jazdy przy napędzie adhezyjnym	do 5 m/s
Nachylenie toru przy napędzie zębatkowym	30°
Nachylenie toru przy napędzie adhezyjnym	4°
Minimalny promień krzywizny toru w poziomie	4 m
Minimalny promień krzywizny toru w pionie	15 m
Masa ciągnika	13 500 kg
Wymiary ciągnika (szer. x wys. x dł.)	1200x1675x7000 mm

Podwójny system napędu obejmuje zespół silnika spalinowego oraz zespół pompowy wspólny dla obydwu układów wykonawczych, to jest dla napędu zębatkowego i dla napędu adhezyjnego. W układzie napędu zębatkowego, który został usytuowany pomiędzy dwoma zestawami kołowymi modułu napędowego, zastosowano zespół przekładni planetarnej zintegrowanej z szybkoobrotowym silnikiem hydraulicznym. Przekładnia jest bezpośrednio zamocowana do napędowego koła sworzniowego współpracującego z zębatką ułożoną w osi toru jezdnego (rys. 5.18). W układzie napędu szynowego zastosowano dwa mniejsze zespoły przekładniowe, napędzające zestawy kołowe znajdujące się w wózkach skrętnych, na których posadowiono agregat spalinowo-hydrauliczny (rys. 5.19).

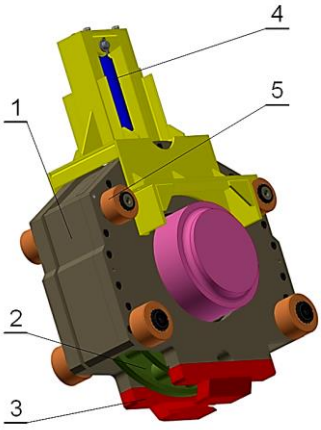
Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 5.17. Ciągnik szynowej kolei zębatej SKZ-81 [24]

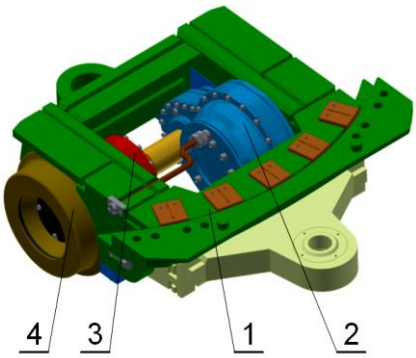
1 – agregat spalinowo-hydrauliczny, 2 – wózek skrętny, 3 – kabina, 4 – wózek hamulcowy

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 5.18. Zespół napędu zębatkowego [24]

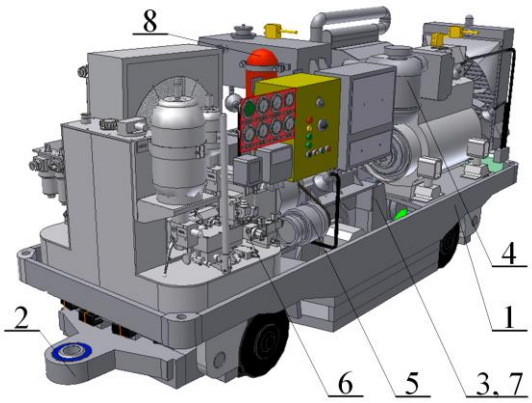
1 - napęd z przekładnią GFT, 2 - koło sworzniowe, 3 - podchwyt stały, 4 - siłownik podnoszenia napędu, 5 - rolki toczne



Rys. 5.19. Wózek skrętny z napędem do jazdy szynowej [24]

1 - rama, 2 - napęd z przekładnią GFT, 3 - hamulec wielotarczowy, 4 - zestaw kołowy

W ciągniku zastosowano napęd spalinowy z hydrostatycznym przeniesieniem momentu obrotowego. W ognioszczelnym zespole silnikowym zaimplementowano silnik D5AT VOLVO PENTA (rozdz. 3.6). Widok modułu napędowego z wyszczególnieniem głównych zespołów przedstawiono na rysunku 5.20.



Rys. 5.20. Moduł napędowy ciągnika kolei SKZ-81 [24]

1 - rama nośna, 2 - wózek skrętny, 3 - napęd zębatkowy, 4 - silnik spalinowy, 5 - układ transmisji mocy, 6 - elementy układu hydraulicznego, 7 - zespół podnoszenia napędu zębatkowego, 8 - instalacja gaśnicza

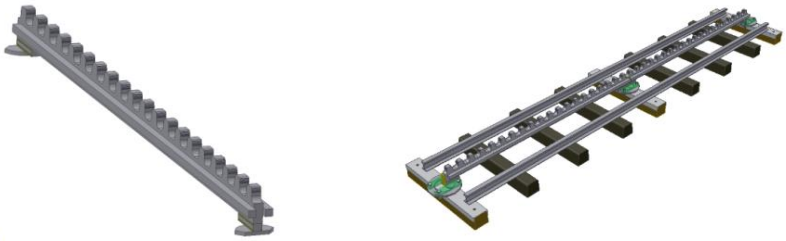
Open Access (CC BY-NC 4.0)

W ciągniku zastosowano instalację gaśniczą IM /Pyrocool/GW opracowaną i produkowaną przez Firmę Innowacyjno-Wdrożeniową ELEKTRON s.c. (rozdz. 3.6). Zastosowano również, opracowany przez KOMAG i firmę ELSTA Sp. z o.o., mikroprocesorowy układ sterująco-zabezpieczający (rozdz. 4.3.1), współpracujący z zespołem rozdzielaczy elektrohydraulicznych. Układ kontrolował poprawność pracy napędu spalinowego pod kątem przekraczania krytycznych wartości parametrów, jak również „sprawność" działania operatora (maszynisty). Na rysunku 5.21 przedstawiono elementy układu zabudowane w przedziale silnikowym ciągnika i kabinie [21]. Wdrożono, z powodzeniem, technikę elektrohydraulicznego, proporcjonalnego sterowania obrotami silnika spalinowego (w efekcie prędkością jazdy) oraz hydrauliczny rozruch silnika spalinowego.

Rys. 5.21. Zespoły sterowania systemu ELSTA [21]

W celu zabezpieczenia ciągnika podczas jazdy na nachyleniach, typowy dla kopalnianej kolei podziemnej tor szynowy dodatkowo wyposażono w listwę zębatą, posiadającą po bokach dodatkowe występy w formie przyspawanych prętów o przekroju kwadratowym (rys. 5.22) a służące dwojakiemu celowi.

Po pierwsze po nich toczyło się koło napędu zębatkowego, dzięki czemu sworznie tego koła współpracowały z zębami zębatki zawsze na określonej wysokości (rys. 5.23). Po drugie występy te od dołu obejmowały specjalne obrotowe podchwyty w wózkach hamulcowych (rys. 5.24) i podchwyty ślizgowe koła napedu zębatkowego.



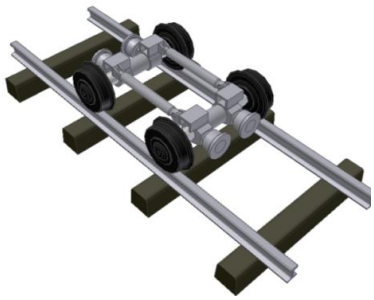
Rys. 5.22. Model zębatki (po lewej) i jej zabudowa na odcinku prostoliniowym toru (po prawej) [26]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

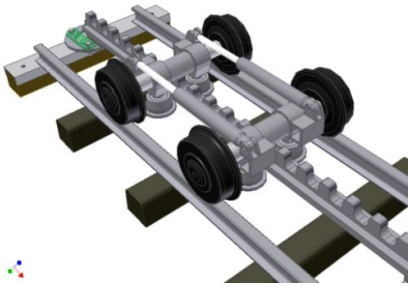
Rys. 5.23. Widok koła napędu zębatkowego [25]

Rys. 5.24. Widok podchwytu pracującego w systemie napędu zębatkowego ciągnika [24]

Zaprojektowane podchwyty umożliwiały ich unoszenie na czas jazdy po torach poziomych i opuszczanie w przypadku jazdy na odcinkach nachylonych. Podchwyty, w kształcie ułożyskowanych bębnów z obrzeżami, osadzono obrotowo na osiach zestawów kołowych (biernych) w wózkach hamulcowych, pod kabinami, z obu stron ciągnika. Ich opuszczanie lub podnoszenie (przez obrót o 90° wokół osi zestawów kołowych) realizowano siłownikami rozpiętymi pomiędzy parami podchwytów (rys. 5.25).



Jezdnia pozioma - podchwyty podniesione



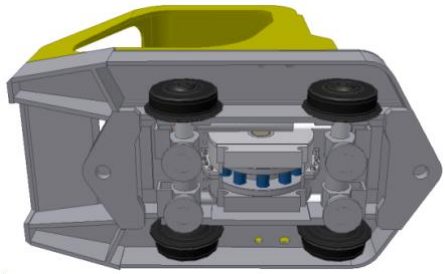
Jezdnia nachylona z listwą zębatą - podchwyty opuszczone

Rys. 5.25. Układ podchwytów zespołu ciagnikowego SKZ-81 [25, 26]

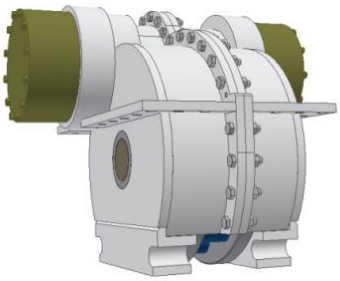
Działanie hamulca awaryjnego i postojowego na trasie nachylonej oparto o współpracę z listwą zębatą. Podstawowy element zespołu hamulcowego - śledzące koło sworzniowe współpracujące z zębatką zabudowaną w wózku hamulcowym (pod kabiną maszynisty) pomiędzy biernymi zestawami kołowymi (rys. 5.26). Do koła sworzniowego, po obu jego stronach zamocowano koła zębate przekładni, współpracujące z kołami zębatymi osadzonymi na dwustronnym wałku, na końcach którego zabudowano hamulce wielotarczowe (rys. 5.27). Hydraulicznie odhamowane hamulce wielotarczowe podczas jazdy powodowały swobodne otaczanie się koła sworzniowego po listwie zębatej. Przekroczenie dopuszczalnej prędkości jazdy na nachyleniu lub

Open Access (CC BY-NC 4.0)

awaria układu hydraulicznego inicjowały (poprzez układ sterowania) spływ oleju z hamulców, równoznaczny z ich zahamowaniem za pomocą sprężyn dociskających tarcze hamulcowe. Zahamowanie hamulców powodowało przekazanie momentu hamowania na koło sworzniowe i w efekcie zatrzymanie jazdy. Hamulce tak dobrano, aby moment hamujący powodował zatrzymanie kolejki wraz z ładunkiem na maksymalnym nachyleniu.



Rys. 5.26. Model wozu hamulcowego - widok z dołu [24, 25]



Rys. 5.27. Model zespołu hamulca zębatkowego [24, 25]

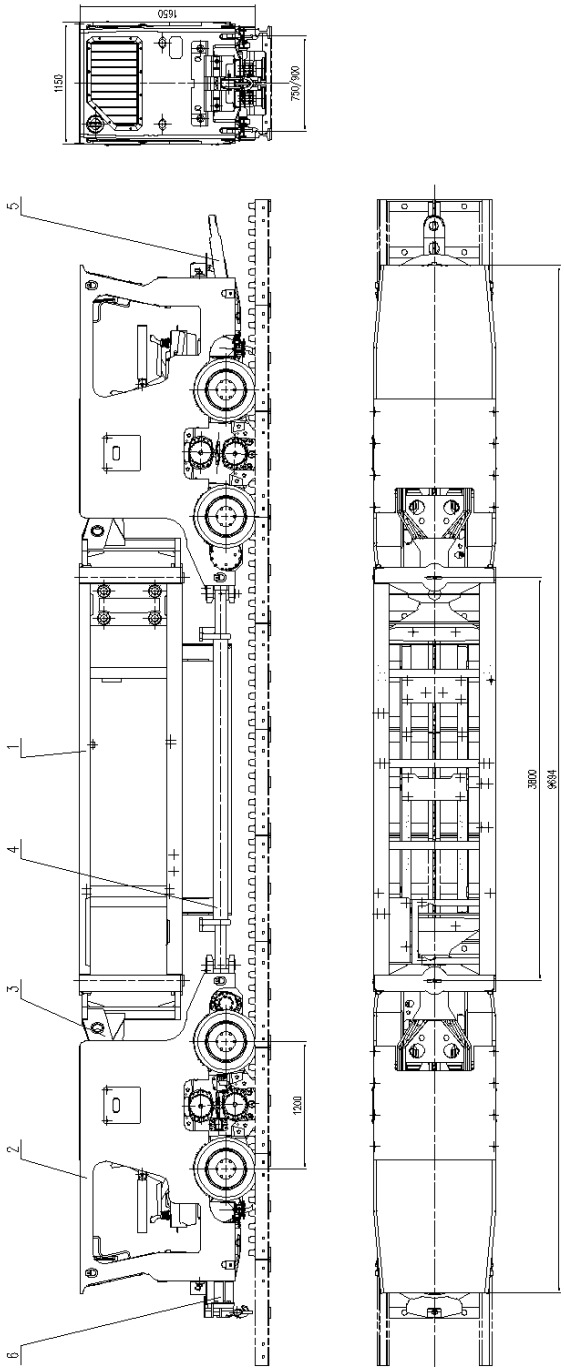
W przypadku jazdy na odcinkach poziomych hamowanie awaryjne i postojowe zrealizowano poprzez zabudowę hamulców wielotarczowych na osiach napędowych zestawów kołowych w wózkach skrętnych (rys. 5.19). Szynową kolei spągowej SKZ-81 wdrożono w KWK Bielszowice.

5.3. Lokomotywa LZS-150

Zgromadzone, podczas opracowania i wdrażania kolei SKZ-81 doświadczenia, wykorzystano w KOMAG-u do opracowania kolei (z podwójnym systemem napędowym) typu CLS-120 (rys. 5.28), w którym zastosowano ognioszczelny napęd spalinowy bazujący na silniku BF4M1013M firmy DEUTZ (rozdz. 3.6).

Komercjalizacją rozwiązania zainteresowała się firma BECKER - WARKOP Sp. z o.o., a w wyniku współpracy opracowano i wdrożono do produkcji maszynę typu LZS-150 (rys. 5.29 i 5.30).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

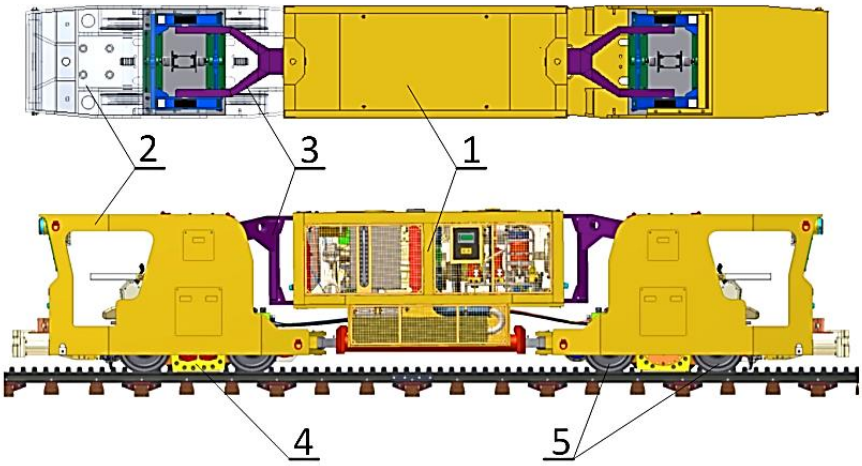


Rys. 5.28. Ciągnik CLS-120 [28]

1 - agregat spalinowo - hydrauliczny, 2 - kabina, 3 - widlaste zawieszenie agregatu, 4 - rozwora, 5 - urządzenie sprzęgowo - zderzakowe 6 - zespół łącznika platformy

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 5.29. Lokomotywa LZS-150 [29]



Rys. 5.30. Maszyna LZS-150 w widoku z góry oraz w widoku bocznym [29]

1 - agregat spalinowo-hydrauliczny, 2 - kabina, 3 - widlaste zawieszenie agregatu, 4 - napęd zębatkowy, 5 - napęd szynowy

Maszyna LZS-150 przeznaczona jest do transportu ładunków bezpośrednio od podszybia do docelowego miejsca przeznaczenia w wyrobiskach ścianowych. Wykorzystując typowe tory kopalnianej kolei podziemnej, maszyna może pracować w funkcji lokomotywy (w wyrobiskach poziomych) lub w funkcji kolejki spągowej (w wyrobiskach nachylonych). Kabiny lokomotywy połączono ze sobą rozworą sztywną, natomiast agregat spalinowo-hydrauliczny zawieszono na nich w sposób wysięgnikowy. Zaimplementowano silnik BECKER-WARKOP V1.148 stosowany przez firmę BECKER-WARKOP Sp. z o.o. w kolejkach powieszonych (rozdz. 4.5.3.1) oraz spągowych (rozdz. 5.4), napędzający pompy układu hydraulicznego. Zasilają one silniki hydrauliczne napędów szynowych lub napędów zębatkowych.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Odpowiednio dobrane dwa biegi przełożenia zębatych zespołów napędowych pozwalają na wygenerowanie maksymalnej siły pociągowej wynoszącej 240 kN (w przypadku napędu zębatego). W systemie jazdy lokomotywowej maksymalna siła pociągowa wynosi 40 kN. Podstawowe dane maszyny LZS-150 ujęto w tabeli 5.4.

Parametry techniczne lokomotywy zębatej spalinowej LZS-150 [15]

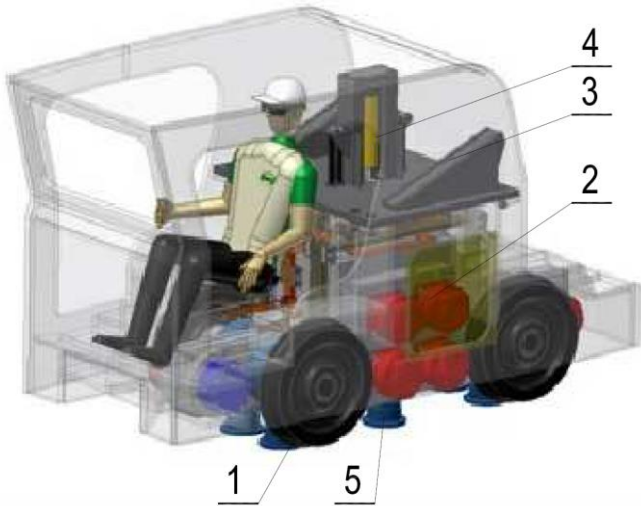
Tabela 5.4.

Parametry wspólne dla funkcji ciągnika i lokomotywy	
Masa własna ciągnika	20 Mg
Typ konstrukcji	trójbryłowa, przegubowa
Długość, szerokość, wysokość	9,7x1,15x1,65 m
Silnik spalinowy	wysokoprężny o mocy 148 kW
Sposób chłodzenia spalin	suchy wymiennik + płuczka
Przeniesienie napędu	hydrostatyczne
Pojemność zbiornika paliwa	150 l
Parametry dla funkcji lokomotywy	
Prędkość maksymalna	4,4 m/s
Średnica kół jezdnych	0,56 m
Prześwit toru	750 lub 900 mm
Maksymalne nachylenie toru	± 4º
Liczba silników hydraulicznych	4
Liczba napędzanych zestawów kołowych	4
Maksymalna siła uciągu	40 kN
Hamulec manewrowy	napędowy układ hydrostatyczny
Hamulec awaryjny i postojowy	wielopłytkowy na każdym zestawie kołowym
Parametry dla funkcji ciągnika zębatkowego	
Liczba silników hydraulicznych	2 x 4
Średnica podziałowa koła zębatego	600 mm
Podziałka zębatki	125 mm
Maksymalna siła uciągu	240 kN
Maksymalne nachylenie trasy jezdnej	± 30º
Promień łuku w płaszczyźnie pionowej	13 m
Promień skrętu w płaszczyźnie poziomej	4 m

Każdą z kabin (rys. 5.31) wyposażono w dwa napędy szynowe napędzające zestawy kołowe oraz w jeden napęd zębatkowy, w związku z czym maszyna dysponuje czterema napędami szynowymi oraz dwoma napędami zębatkowymi. Wysięgnikowe, widlaste ramiona zawieszenia agregatu w kabinach, zamocowane obrotowo do agregatu po obu jego stronach, zakończone są rolkami tocznymi spoczywającymi na pochyłych bieżniach, zlokalizowanych nad napędami zębatymi. W celu zapewnienia dolegania rolek tocznych do bieżni, zwłaszcza podczas pokonywania przez maszynę zakrętów

Open Access (CC BY-NC 4.0)

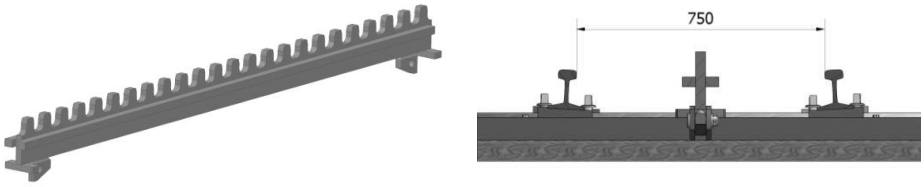
i nierówności torowiska, pochyłe bieżnie mają zapewnioną możliwość poprzecznych wahań. Dla osiągnięcia maksymalnej siły pociągowej podczas jazdy maszyny w funkcji lokomotywy, podparcie rolek ramion wysięgnikowych agregatu przypada dokładnie pomiędzy zestawami kołowymi danej kabiny, co zapewnia przekazanie równomiernego nacisku od ciężaru agregatu na wszystkie zestawy kołowe.



Rys. 5.31. Model kabiny maszynisty [29]

1- zespół napędu szynowego, 2- zespół napędu zębatkowego,
3 - pochyłe bieżnie dla rolek wysięgników, 4 - zespół podnoszenia napędu zębatkowego,
5 - podchwyty zabezpieczające maszynę na nachyleniu

W przypadku tras nachylonych, tor wyposaża się w centralnie ułożoną listwę zębatą, zaopatrzoną z obu stron w listwy podchwytowe, w celu zabezpieczenia stateczności maszyny na nachyleniach (rys. 5.32).



Rys. 5.32. Widok odcinka zębatki (z lewej) i przekrój toru z zębatką (z prawej) [29]

W tym trybie maszyna posiada możliwość poruszania się na nachyleniach do 30°. W celu zmiany trybu pracy niezbędne jest zatrzymanie maszyny w wyznaczonym miejscu (początek lub koniec trasy zębatej) i opuszczenie (bądź podniesienie) napędów zębatych i opuszczenie (lub schowanie) podchwytów. Procedura realizowana jest samoczynnie po wybraniu

Open Access (CC BY-NC 4.0)

odpowiedniej opcji na pulpicie sterowniczym, powodując także wybór zasilania odpowiednich napędów.

Pierwsze egzemplarze tej maszyny wdrożono w kopalniach chińskich.

5.4. Kolejki spągowe zębate spalinowe KSZS-650/900

Pierwsze realizacje kolejek spągowych firmy BECKER-WARKOP Sp. z o.o. prowadzone były w segmencie kolei spągowych z napędem linowym. W wyniku zebranych doświadczeń opracowano i wdrożono ciągnik zębaty z napędem elektrycznym, zasilany kablem wleczonym (rys. 5.7). Aby uniknąć ograniczenia związanego z długością kabla opracowano ciągnik zębaty z napędem spalinowo-hydraulicznym [30]. W pierwszych konstrukcjach zastosowano agregaty z kolejek podwieszonych firm obcych, a w dalszej kolejności wprowadzono agregaty spalinowo-hydrauliczne konstrukcji własnej. W tabeli 5.5 zestawiono typy kolejek spągowych oraz agregaty spalinowo-hydrauliczne zastosowane do ich napędu [15].

Przykładowe rozwiązanie kolejki spągowej zębatej z napędem spalinowym o mocy 148 kW produkcji BECKER-WARKOP Sp. z o.o. przedstawiono na rysunku 5.33.

Rys. 5.33. Przykładowe rozwiązanie kolejki spągowej zębatej z napędem spalinowym o mocy 148 kW produkcji BECKER-WARKOP Sp. z o.o. [15]

W wyniku opracowania własnych rozwiązań agregatów spalinowo – hydraulicznych (rozdz. 4.5.3) firma BECKER-WARKOP Sp. z o.o. produkuje kolejki spągowe zębate z napędem spalinowym [31, 32], których podstawowe dane ujęto w tabeli 5.6. Przykładowy widok oferowanych kolejek przedstawiono na rysunku 5.34.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Koleje spągowe i agregaty zasilające ich ciągniki [15]

Tabela 5.5.

Lp.	Typ kolei	Agregat zasilający	Rok wdrożenia
1.	KSZS-650/900/68	LSP70 firmy FERRIT o mocy silnika 68 kW, siła uciągu maks. 120 kN	2003
2.	KSZS-650/900/68	DZ66 firmy SCHARF o mocy silnika 68 kW, siła uciągu maks. 120 kN	2005
3.	KSZS-650/900/68	PIOMA CS80 firmy PIOMA o mocy silnika 81 kW, siła uciągu maks. 120 kN	2005
4.	KSZS-650/900/130	DZ2000 firmy SCHARF o mocy silnika 130 kW, siła uciągu maks. 160 kN	2005
5.	KSZS-650/900/80	DLZ110F firmy FERRIT o mocy silnika 81 kW, siła uciągu maks. 120 kN	2006
6.	KSZS-650/900/80S	DZ1500 firmy SCHARF o mocy silnika 80 kW, siła uciągu maks. 120 kN	2006
7.	KSZS-650/900/80S1	BEVEX-80 firmy BEVEX o mocy silnika 82 kW, siła uciągu maks. 120 kN	2007
8.	KSZS-650/900/125	silnik spalinowy firmy UiK o mocy 125 kW siła uciągu maks. 160 kN	2008
9.	KSZS-650/900/80P	PIOMA CSP firmy PIOMA o mocy silnika 81 kW, siła uciągu maks. 120 kN	2009
10.	KSZS-650/900/148	agregat produkcji BECKER - WARKOP o mocy silnika 148 kW, siła uciągu maks. 240 kN	2010
11.	KSZS-650/900/96	agregat oparty o silnik PERKINS z systemem Commonrail o mocy silnika 96 kW siła uciągu maks. 120 kN	2012
12.	KSZS-650/900/148-A	moc silnika 148 kW, siła uciągu maks. 300 kN. Opcjonalnie możliwość radiosterowania.	2014
13.	KSZS-650/900/95	agregat produkcji BECKER - WARKOP o mocy silnika 95 kW, siła uciągu maks. 300 kN	2018

Rys. 5.34. Ciągnik kolejki KSZS-650/900/96 [15]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Podstawowe dane techniczne kolejek spągowych zębatych spalinowych typu KSZS [15]

Tabela 5.6.

Typ	KSZS-95	KSZS-96	KSZS-148
Dane ciągnika			
Moc silnika	95 kW	96 kW	148 kW
Maksymalna siła uciągu	300 kN		
Maksymalna prędkość	2,5 m/s		
Długość	10050/12700 mm		15000/16645 mm
Szerokość	1200/1460 mm		
Wysokość	1639/1620 mm		1790/1635 mm
Tor jezdny			
Profil szyny	tor o szerokości 650 lub 900 mm		
Min. promień skrętu w płaszczyźnie poziomej	4 m		
Min. promień skrętu w płaszczyźnie pionowej	22 m		
Maksymalne nachylenie toru jezdnego	± 30°		

Kolejki te przeznaczone są do przewozu ludzi, sekcji obudowy zmechanizowanej, elementów kombajnów, ciężkich elementów przenośników ścianowych oraz innych urządzeń podczas zbrojenia i likwidacji wyrobisk ścianowych i innych prac transportowych. Przy projektowaniu wykorzystano doświadczenia ruchowe eksploatowanych kolejek linowych oraz zębatych z napędem elektrycznym. Zasadniczymi zespołami kolejek są:

- ciągnik spalinowy,
- tor jezdny,
- zestaw transportowy,
- wyposażenie dodatkowe,
- wózek hamulcowy.

Ciągnik spalinowy składa się z czterech podstawowych podzespołów:

- agregatu spalinowo-hydraulicznego posadowionego na podwoziu,
- wozu napędowego,
- wózka hamulcowego-stanowiącego podwozie dla kabiny głównej,
- podwozia z kabiną pomocniczą.

Kolejka porusza się po torze o szerokości 650 mm lub 900 mm, ułożonym na spągu. Podzespoły kolejki, takie jak tor jezdny, zestaw transportowy i wyposażenie dodatkowe są identyczne we wszystkich kolejkach spągowych z napędem zębatym. Wszystkie elementy zespołu transportowego połączone są cięgłami, oraz zabezpieczone dodatkowo linami bezpieczeństwa. Transport

Open Access (CC BY-NC 4.0)

materiałów i przewóz ludzi może być realizowany po torze o maksymalnym nachyleniu podłużnym ±30° oraz nachyleniu poprzecznym ±10°. Maksymalna siła uciągu przy jednym wozie napędowym dla ciągników spalinowych o mocy 68-80 kW wynosi 120 kN, natomiast dla ciągników spalinowych o mocy powyżej 120 kW – 160 kN. Dla ciągników spalinowych o mocy powyżej 120 kW możliwa jest praca w układzie z 1 lub 2 wozami napędowymi o sile uciągu 120 kN lub 240 kN. Agregaty i kabiny są kompatybilne i mogą być stosowane zarówno w kolejkach spągowych, jak i podwieszonych.

5.5. Ciągnik kolejki spągowej ZL 200-80-900-D

Firma SCHARF posiada w swoim zakresie produkcji spalinowy ciągnik spągowy wraz z osprzętem. Komplet taki nosi nazwę kolejka ZL 200-80-900-D. Dane ciągnika podano w tabeli 5.7, a ogólny widok na rysunku 5.35.

Rys. 5.35. Ciągnik kolejki ZL 200-80-900-D [4]

Dane trakcyjne ciągnika kolejki ZL 200-80-900-D [4]

Tabela 5.7.

Siła uciągu napędu zębatego	200 (2x100) kN
Maksymalna prędkość jazdy (dla 2 napędów)	do 2 m/s
Statyczna siła hamowania	300 (2x150) kN
Minimalny promień krzywizny toru w poziomie	4 m
Minimalny promień krzywizny toru w pionie	10 m
Maksymalne podłużne nachylenie trasy	±30°
Masa użytkowa	48 Mg
Maksymalne poprzeczne nachylenie trasy	±10°
Rozstaw szyn	650 lub 900 mm
Maksymalna moc silnika	96 kW

Open Access (CC BY-NC 4.0)

5.6. Ciągnik DLZ 110F.NZD kolejki spągowej

Wykorzystując komponenty ciągnika DLZ 110F (rys. 4.74 – rozdz. 4.9) do kolejek podwieszonych oraz ciągnika manewrowego EHT 180 (rys. 5.9) specjaliści firmy FERRIT s.r.o. opracowali ciągnik spalinowy typu DLZ 110F.NZD (rys. 5.36) szynowej, spągowej kolejki zębatej, której elementem jest także dedykowana trasa jezdna typu NZD 600/900. Producent oferuje również platformy transportowe typu NP 40T (wyposażone w podnoszony klin do załadunku oraz kołowrót) przeznaczone do transportu ładunków o maksymalnej masie 40 Mg np. kompletnych sekcji obudowy zmechanizowanej [17]. Podstawowe dane ciągnika przedstawiono w tabeli 5.8.

Rys. 5.36. Ciągnik DLZ 110F.NZD zębatej kolejki spągowej [17]

Podstawowe dane ciągnika DLZ 110F.NZD [17]

Tabela 5.8.

Moc silnika spalinowego	81 kW
Siła uciągu	120 lub 240 kN
Szerokość toru	600 lub 900 mm
Minimalny promień krzywizny toru w poziomie	4 m
Minimalny promień krzywizny toru w pionie	22 m
Maksymalne podłużne nachylenie trasy	±30°
Masa ciągnika	10000÷18000 kg
Wysokość	1650 mm
Szerokość	1200 mm
Długość	10900 mm

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Literatura

[1] PN-G-02150:1997 Kopalniane koleje szynowe - Podział i terminologia.

[2] Gocman R.: Nowoczesne urządzenia transportowe w podziemiach kopalń węgla. Wiadomości Górnicze 1991 nr 10.

[3] Naczyński A., Skolmowski J.: Dokonania firmy Maschinenfabrik SCHARF GmbH z Hann w Niemczech w dziedzinie modernizacji systemów transportu podziemnego. W: Modernizacja systemu transportu podziemnego. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. Szczyrk, czerwiec 1997.

[4] Materiały i prospekty firmy SCHARF.

[5] Materiały i prospekty firmy Walter-Becker.

[6] Suffner H., Skarka W.: Zmodernizowana szynowa kolej spągowa SKS-60M. Maszyny Górnicze, 1994 nr 47.

[7] Pieczora E., Skarka W., Suffner H.: Dołowy transport pomocniczy z zastosowaniem krajowych szynowych kolei podwieszanych i naspągowych z napędem linowym oraz indywidualnym spalinowym. W: Nowoczesne metody drążenia wyrobisk korytarzowych z uwzględnieniem aspektów bezpieczeństwa pracy. Materiały konferencyjne SITG, CMG KOMAG. Szczyrk, 1996.

[8] Mróz J., Kasperek J.: Systemy transportu dołowego z zastosowaniem kolei spągowej BECKER-PIOMA. W: Modernizacja systemu transportu podziemnego. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. SITG, CMG KOMAG. Szczyrk, 1997.

[9] Gawol J., Nasiek M.: Koleje szynowe podwieszone i spągowe. Maszyny Górnicze 1984 nr 8.

[10] Brojewski L., Jałmużna J., Suffner H.: Wdrożenie do eksploatacji szynowej kolei spągowej z napędem linowym SKS-100/900 NL. W: Modernizacja systemu transportu podziemnego. Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna. SITG, CMG KOMAG. Szczyrk, 1997.

[11] Suffner H., Brojewski L., Jałmużna J.: Wdrożenie do eksploatacji szynowej kolei spągowej z napędem linowym SKS-100/900 NL. Maszyny Górnicze, 1997 nr 66.

[12] Suffner H., Marchacz J., Janik A.: Relokacja wyposażenia ścianowego z wykorzystaniem szynowej kolei spągowej SKS-100/900 NL w warunkach KWK Sośnica. Maszyny Górnicze, 2000 nr 83.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

[13] Mróz J., Kasperek S.: Kolejka zębata spągowa typ KSZ-650/900/15/30. W: Bezpieczna eksploatacja obudów zmechanizowanych w warunkach technicznej restrukturyzacji górnictwa. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, SITG, CMG KOMAG, Szczyrk, 1998.

[14] Budniok T., Kasperek S.: Bezpieczny i wydajny transport ciężkich elementów maszyn i urządzeń górniczych kolejką spągową zębatą KSZ-650/900/30/60. W: Efektywne i bezpieczne systemy transportowe w zakładach górniczych, KOMTECH 2001, Tom I. CMG KOMAG, Gliwice 2001. ISBN 83-91260453

[15] Materiały i prospekty firmy BECKER – WARKOP Sp. z o.o.

[16] Materiały udostępnione przez FAMUR S.A.

[17] Materiały i prospekty firmy FERRIT s.r.o.

[18] Michalak R., Brzeżański Z.: Zastosowanie rozwiązań podnoszących bezpieczeństwo eksploatacji w rodzinie lokomotyw produkcji FMG PIOMA S.A. W: Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie, II międzynarodowa konferencja, listopad 2006. Ustroń, 2006.

[19] Michalak R., Brzeżański Z., Mróz J., Kasperek S., Drwięga A., Pieczora E.: Nowe urządzenia transportowe z agregatem spalinowo-hydraulicznym firmy PIOMA. W: Innowacyjne i bezpieczne systemy mechanizacyjne do eksploatacji surowców mineralnych. KOMTECH 2006, T. 2, CMG KOMAG Gliwice 2006. ISBN 83-60708-00-2

[20] Spalinowa kolej spągowa do pracy na nachyleniu. Wielofunkcyjny moduł napędowy. Dokumentacja W26.072. CMG KOMAG. Gliwice, 2004.

[21] Materiały archiwalne ITG KOMAG.

[22] Drwięga A., Kulesza K., Sobolewski A.: Doskonalenie funkcjonalności spalinowych środków transportu kopalnianego. Maszyny Górnicze, 2006 nr 4.

[23] Drwięga A., Pieczora E., Suffner H.: Nowe rozwiązania górniczych urządzeń transportowych z napędem spalinowym. Maszyny Górnicze, 2007 nr 3

[24] Spalinowa kolej zębata – zespół ciągnikowy SKZ-81 z podwójnym systemem napędowym. Dokumentacja techniczno-ruchowa (Instrukcja obsługi) W26.067DTR. CMG KOMAG. Gliwice, 2006.

[25] Drwięga A., Pieczora E., Suchoń J., Szyngiel S.: SKZ-81 - nowe rozwiązanie górniczej kolei spągowej o podwójnym systemie

Open Access (CC BY-NC 4.0)

napędowym. W: Innowacyjne i bezpieczne systemy mechanizacyjne do eksploatacji surowców mineralnych KOMTECH 2006, t. 1, CMG KOMAG, Gliwice 2006. ISBN 83-60708-002

[26] Meder A., Drwięga A., Pieczora E., Kusak E., Suchoń J.: Nowe rozwiązanie podziemnej kolei spągowej z podwójnym systemem napędowym. W: XVI Szkoła Eksploatacji Podziemnej 2007, Szczyrk, 2007.

[27] Drwięga A., Janas S., Pieczora E., Nieśpiałowski K., Rojek P.: Podwójny system napędowy ciągnika kolei spągowej SKZ-81. W: IV Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa "Innowacyjne napędy maszyn przeznaczonych dla górnictwa podziemnego". Szczyrk, 2008.

[28] Ciągnik CLS-120. Dokumentacja W26.080. CMG KOMAG. Gliwice, 2008.

[29] Drwięga A.: Niekonwencjonalne systemy przeniesienia napędu w szynowych lokomotywach górniczych LDS-80 i LZS-150. Logistyka 2015 nr 3.

[30] Szymiczek K.: Kolejki spągowe zębate spalinowe, a bezpieczeństwo pracy w czasie transportu ciężkich elementów. W: Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie - diagnostyka, naprawy i remonty. Materiały konferencyjne. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego. Szczyrk, 2005.

[31] Budniok T., Rusinek J., Frączek J.: Systemy transportu kolejkami spągowymi firmy Becker-Warkop sp. z o.o. W: Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie, Materiały konferencyjne. Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego. Ustroń, 2008.

[32] Budniok T., Rusinek J.: Kompatybilność ciągników z napędem własnym w systemach transportu firmy Becker-Warkop sp. z o.o. W: Materiały koferencji: V Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa, Ustroń, 2010.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

6. Samojezdne wozy oponowe

Edward Pieczora

6.1. Kopalniany ciągnik spalinowy KOCUR

Pierwsze prace dotyczące zastosowania silnika spalinowego do dołowej maszyny mobilnej, prowadzone w KOMAG-u (wówczas ZAKŁADACH KONSTRUKCYJNO-MECHANIZACYJNYCH PRZEMYSŁU WĘGLOWEGO), zaowocowały opracowaniem w latach sześćdziesiątych XX wieku, kopalnianego ciągnika spalinowego KCS KOCUR (rys. 6.1), przeznaczonego do eksploatacji w kopalniach niegazowych. Podstawowe jego dane podano w tabeli 6.1. Do napędu zastosowano czterosuwowy silnik wysokoprężny typu S-312S mocy 30 KM, produkcji byłych ZAKŁADÓW MECHANICZNYCH URSUS. Moment obrotowy z silnika przekazywany był poprzez jednotarczowe sprzęgło suche, skrzynię biegów i przekładnie boczne na każde z czterech kół. Ciągnik wyposażony był w trzy niezależne układy hamulcowe. Charakteryzował się bardzo dobrą zwrotnością (wewnętrzny promień skrętu wynosił 0,72 metra) oraz bogatym wyposażeniem, które stanowiły: hydrauliczny pomost materiałowy, lemiesz spychacza, pojemnik samozaładowczy (o pojemności 0,5 m^3), dźwig hydrauliczny, przyczepa uniwersalna o nośności 30 kN, przyczepa jednoosiowa o nośności 30 kN, przyczepa samowyładowcza o nośności 40 kN, przyczepa do przewozu materiałów wybuchowych oraz przyczepa do przewozu osób. Ciągnik był dostosowany do transportu części maszyn i urządzeń, ładunków drobnych i masowych oraz przewozu osób, a także mechanizacji prac pomocniczych [1].

Rys. 6.1. Kopalniany ciągnik spalinowy KCS KOCUR [1]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Podstawowe dane techniczne ciągnika KOCUR [1]

Tabela 6.1.

Siła uciągu (na haku)	3,2 kN
Moc silnika	22 kW (30 KM)
Maksymalna prędkość jazdy	do 20 km/h
Masa własna	3590 kg
Wewnętrzny promień skrętu	0,72 m
Długość bez osprzętu	2970 mm
Wysokość	1750 mm
Szerokość	1325 mm

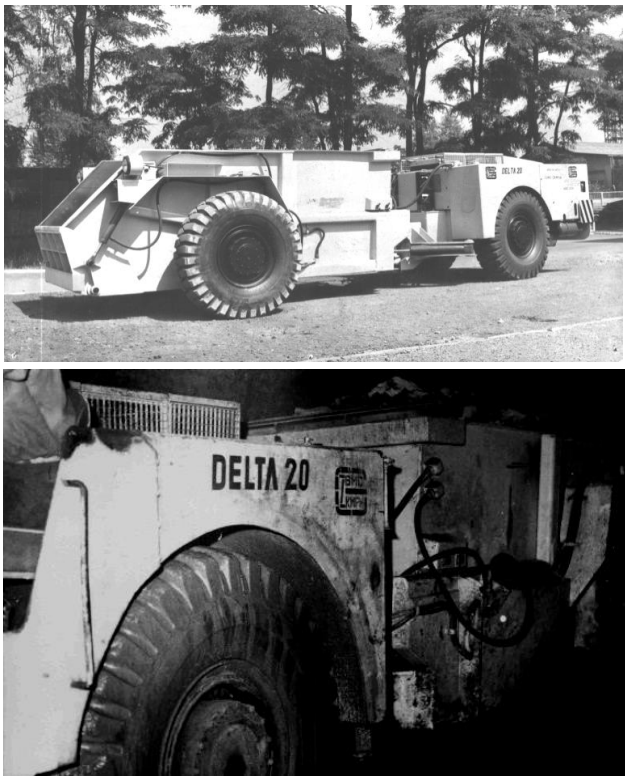
Na podstawie wspomnianej konstrukcji opracowano rozwiązanie przeciwwybuchowe, o symbolu KOCUR BM, z przystosowanym do pracy w wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem, silnikiem spalinowym S-34G (prod. ZM URSUS), wyposażonym w chłodzony wodą kolektor wylotowy spalin [1].

Ciągnik KOCUR był w tamtym czasie bardzo nowoczesnym rozwiązaniem, które znalazło zastosowanie w KWK Gottwald w Katowicach. Zakończenie przez ZM URSUS produkcji ww. silników spowodowało zaniechanie produkcji ciągnika.

6.2. Wozy oponowe typu DELTA

Doświadczenia uzyskane przy opracowaniu i wdrażaniu ciągnika typu Kocur pozwoliły na opracowanie w KOMAG-u (ZKMPW) w latach siedemdziesiątych XX wieku pierwszych pojazdów oponowych oraz samojezdnych wozów odstawczych do kopalń rud miedzi, którymi były: wóz DELTA 6 (jednoczłonowy, z napędem elektryczno-hydraulicznym), DELTA 12 (jednoczłonowy, z napędem spalinowo-hydraulicznym) oraz przedstawiony na rysunku 6.2 wóz DELTA 20 (przegubowy, z teleskopowym rozładunkiem) [1]. Podstawowe dane wozu DELTA 20 podano w tabeli 6.2. Wykonano dwa egzemplarze doświadczalne wozu: jeden dostosowany do pracy w warunkach zagrożenia metanowego, drugi dla kopalń niegazowych. W układzie wylotowym spalin odmiany dla kopalń niegazowych zastosowano filtr katalityczny i wodną płuczkę spalin. Próby eksploatacyjne przeprowadzone w KWK Gottwald, wykazały przydatność tych maszyn zwłaszcza przy drążeniu wyrobisk korytarzowych. Ich wadą okazały się gabaryty, utrudniające manewry w ograniczonych gabarytowo wyrobiskach korytarzowych kopalń węgla.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 6.2. Wóz odstawczy DELTA 20 [2]

Podstawowe dane wozu odstawczego DELTA 20 [2]

Tabela 6.2.

Typ silnika	SW-680/g
Moc silnika	193 KM
Prędkość jazdy	40 km/h
Masa własna wozu	18 Mg
Masa przewożonego ładunku	do 20 Mg
Pojemność skrzyni ładunkowej	10,3 m^3
Długość	8665 mm
Wysokość	2200 mm
Szerokość	3200 mm

Konstrukcje ww. wozów stały się podstawą rozwoju polskich rozwiązań wozów oponowych z napędem spalinowym do kopalń rud miedzi, opracowanych i produkowanych m.in. przez Wrocławską Fabrykę Maszyn Budowlanych FADROMA oraz Zakłady Mechaniczne LEGMET w Legnicy.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

6.3. Samojezdne wozy oponowe WOS-10 i WPP-3

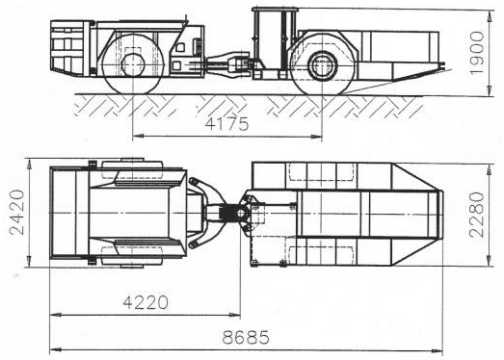
Wprowadzenie w Polsce po 1990 roku gospodarki wolnorynkowej wymusiło dokonanie restrukturyzacji kopalń węgla kamiennego. Zastosowana została koncentracja wydobycia, polegająca na ograniczeniu liczby ścian na rzecz ścian o wysokiej wydajności, przy zmniejszeniu liczby zatrudnionych pracowników oraz zastosowaniu rozwiniętych technologicznie wysoko wydajnych maszyn. Pozwoliło to na osiągnięcie dobowego wydobycia przekraczającego nawet 10 tysięcy Mg/dobę.

Wprowadzając wysoką koncentrację wydobycia zauważono, że jednym z zasadniczych problemów jest przygotowanie frontu do eksploatacji wysoko wydajnych ścian. Oprócz potrzeby wyeliminowania pracochłonnych i czasochłonnych operacji związanych z wykonaniem skrzyżowań ścian z chodnikami za pomocą odpowiednich obudów, niezbędnym stało się zapewnienie stałego wyprzedzenia w drążeniu chodników udostępniających w stosunku do frontów ścian. Poszukując nowych technologii i rozwiązań technicznych dla uzyskania znacznie wyższych postępów w drążeniu wyrobisk przygotowawczych, zwrócono uwagę na zwiększenie zdolności odstawczych z drążonych chodników. Mając na uwadze pozytywne wyniki zastosowania samojezdnych wozów oponowych do odstawy urobku w kopalniach angielskich, podjęto próbę wdrożenia tego systemu w KWK Czeczott. Wozy takie do transportu urobku i materiałów wprowadzono w górnictwie angielskim w latach 1975-1980, zaś na rok 1980 datuje się początek ich zastosowania do transportu kompletnych sekcji obudowy zmechanizowanej. Wysoki wzrost efektywności tego systemu transportu spowodował, że w 1992 r. w angielskich kopalniach eksploatowano 320 tego typu wozów [3, 4].

Pomimo wieloletnich doświadczeń w produkcji i stosowaniu wozów samojezdnych w górnictwie rud miedzi, cynku i ołowiu specyfika kopalń węgla kamiennego uniemożliwiła bezpośrednie wprowadzenie sprawdzonych już rozwiązań technicznych i technologii do górnictwa węglowego. Przede wszystkim należało uwzględnić fakt ograniczonych przekrojów wyrobisk chodnikowych i ich odmiennego kształtu oraz wytrzymałość skał spągowych. Przyjęto, że konstrukcje wozów samojezdnych dla górnictwa węgla kamiennego powinny wykorzystywać dotychczasowe zespoły maszyn, ale jednocześnie powinny być bardziej zwarte i mieć mniejszą masę. Przyjęto także, że wóz odstawczy będzie składał się z ciągnika oraz naczepy ze skrzynią ładunkową o pojemności około 6 m^3, a zastosowane koła jezdne winny zapewnić ograniczenie nacisków na spąg [4]. Podejmując się realizacji przedsięwzięcia KWK Czeczott zamówiła w byłych Zakładach Mechanicznych LEGMET w Legnicy (obecnie ZANAM Sp. z o.o.) opracowanie i wykonanie dwóch wozów odstawczych typu WOS-10 (rys. 6.3 i 6.4) przeznaczonych głównie do odstawy urobku z drążonych chodników podścianowych, a także do transportu

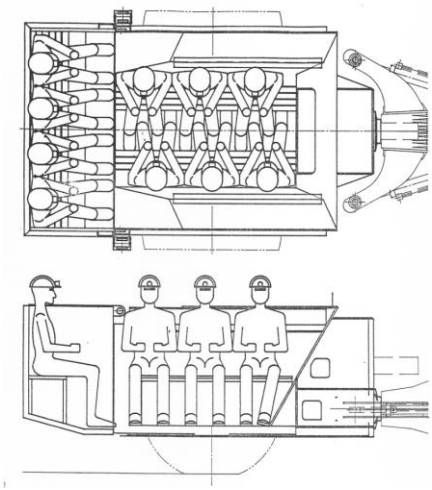
Open Access (CC BY-NC 4.0)

materiałów (głównie elementów obudowy chodnikowej) oraz przewozu załogi (rys. 6.5). Wozy wykonano z przeznaczeniem do kopalń niemetanowych.



Rys. 6.3. Wóz odstawczy WOS-10 [5, 6]

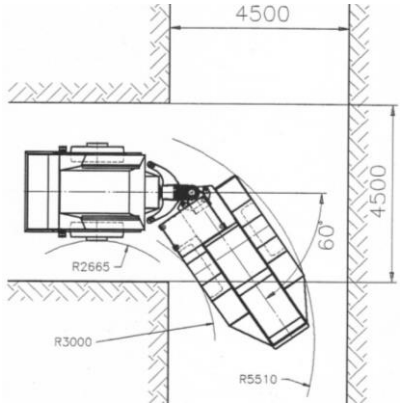
Rys. 6.4. Wóz odstawczy WOS-10 w podziemiu kopalni [5]



Rys. 6.5. Zastosowanie wozu WOS-10 do przewozu ludzi [5]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Samojezdny wóz odstawczy WOS-10 składał się z dwóch podstawowych zespołów: ciągnika oraz naczepy ze skrzynią ładunkową o pojemności około 6 m^3 [5]. Obydwa te zespoły połączono specjalnym przegubem o dwóch stopniach swobody, umożliwiającym pokonywanie nierówności dróg transportowych oraz zakrętów przedstawionych na rysunku 6.6. Rozładunek urobku realizowany jest przez podniesienie klapy (za pomocą siłowników hydraulicznych) i hydrauliczne przesunięcie stalowej przegrody siłownikiem teleskopowym. Podstawowe parametry wozu ujęto w tabeli 6.3.



Rys. 6.6. Zakres pokonywania zakrętów przez wóz WOS-10 [5, 6]

Podstawowe dane wozu WOS-10 [5, 6]

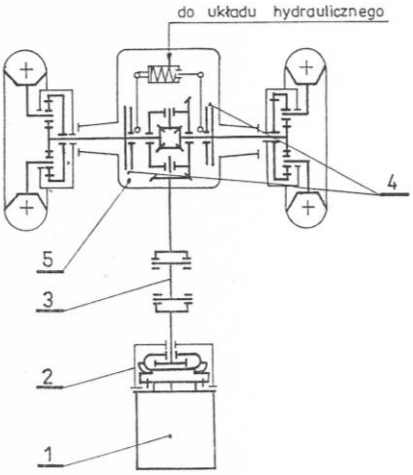
Tabela 6.3.

Typ silnika	DEUTZ D 916-6
Moc znamionowa silnika (przy 2100 obr/min)	59 kW
Maksymalna prędkość jazdy	15 km/h
Masa własna wozu	14 Mg
Masa przewożonego ładunku	10 Mg
Długość	8685 mm
Szerokość	2280 mm
Wysokość	1900 mm
Rozstaw osi	4175 mm
Zewnętrzny promień skrętu	5700 mm
Wewnętrzny promień skrętu	3000 mm
Zdolność do pokonywania wniesień	15%

Do napędu zastosowano chłodzony cieczą sześciocylindrowy wysokoprężny silnik firmy DEUTZ MWM typu D 916-6 w wykonaniu

Open Access (CC BY-NC 4.0)

przeciwwybuchowym, z chłodzoną klawiaturą rozrządu i chłodzonym kolektorem wydechowym (rozdz. 3.4). Moment obrotowy z silnika transmitowano do przekładni (skrzyni biegów) zintegrowanej ze zmiennikiem momentu firmy CLARK, a stąd krótkim wałem napędowym na most napędowy firmy CLARK-HURT (rys. 6.7). Jak wynika z powyższego, napęd był przenoszony tylko na dwa koła jezdne ciągnika. Koła naczepy zamocowano do jej ramy poprzez półosie wleczone firmy FON Radomsko. Piasty kół ułożyskowano tocznie w łożyskach stożkowych [5].



Rys. 6.7. Schemat układu napędowego wozu WOS-10 [5]

1 - silnik spalinowy, 2 - przekładnia ze zmiennikiem momentu, 3 - wał napędowy, 4 - hamulec zasadniczy oraz awaryjno-postojowy, 5 - most napędowy

Wóz WOS-10 posiadał dwa niezależne układy hamulców zasadniczych (przód i tył) oraz układ hamulca awaryjno-postojowego. Zapewniono więc hamowanie zasadnicze na wszystkie cztery koła. Zadziałanie hamulców zasadniczych zintegrowano z odłączeniem napędu w przekładni CLARK. W trakcie jazdy, w przypadku luzowania dźwigni hamulca ręcznego, następowało pojawienie się momentu hamowania na hamulcu awaryjno-postojowym. Jednocześnie spadek ciśnienia w układzie hamulca awaryjno-postojowego prowadził do odłączenia napędu w przekładni CLARK. Zaciśnięcie hamulca awaryjno-postojowego uniemożliwiało ruszenie maszyny - w tym przypadku również odłączony był napęd w przekładni CLARK. Zastosowanie w układzie hydroakumulatorów zapewniało wykonanie minimum pięciu pełnych zahamowań hamulcami zasadniczymi, w przypadku wyłączenia silnika spalinowego oraz minimum dwóch odhamowań hamulca awaryjno-postojowego [5].

Pierwsze uruchomienie wozu WOS-10 w KWK Czeczott miało miejsce 31 maja 1995 r. Jego wdrożenie wymagało przygotowania przez kopalnię

Open Access (CC BY-NC 4.0)

odpowiedniej bazy remontowej, wymaganych komór w podziemiu (np. komory tankowania) oraz, z uwagi na brak unormowań prawnych w zakresie stosowania wozów spalinowych w kopalniach węgla, kilkunastu szczegółowych instrukcji eksploatacyjnych [7].

Wóz zastosowano do odstawy urobku z drążonego przekopu kamiennego przodka PR-3/650, w którym wytrzymałość urabianych skał (trudno urabialnego piaskowca) dochodziła do 100 MPa. Podstawowe wyposażenie stanowił kombajn DOSCO Mk-2B, z którego urobek podajnikiem taśmowym PTC był transportowany bezpośrednio do wozu. W ten sposób znacząco uproszczono wyposażenie maszynowe i elektryczne przodka, w stosunku do typowego, z odstawą przenośnikami taśmowymi. W projekcie przewidziano zlokalizowany za kombajnem zbiornik retencyjny, lecz uruchomienie jego realizacji postanowiono poprzedzić potwierdzeniem spodziewanych walorów wozu odstawczego. Spowodowało to okresowe wstrzymywanie pracy kombajnu. Załadowany urobkiem wóz poruszał się ciągnikiem do przodu zgodnie z dopuszczeniem Wyższego Urzędu Górniczego [7].

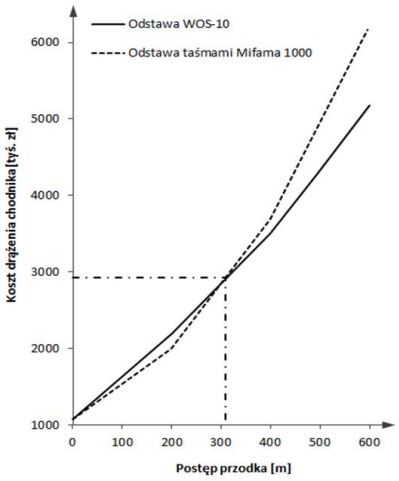
Cykl pracy przodka w układzie tradycyjnym i z wozem odstawczym WOS-10 różnił się jedynie postojami kombajnu w czasie braku wozu pod wysypem. Ze względu na fakt, że zachodziła możliwość doraźnego gromadzenia urobku na stole ładowarki kombajnu, dla każdego cyklu jazdy wozu kombajn zatrzymywał się na około 10 minut, co przy czterech cyklach wozu na metr drążonego wyrobiska, dawało około 30 minut postoju (ostatni cykl jazdy wozu odbywał się w czasie wznoszenia obudowy). Łączny czas wykonania 1 metra wyrobiska w układzie tradycyjnym wynosił 150 minut, a dla wozu odstawczego 180 minut, co przy 300 minutach czasu pracy na zmianę, dawało postęp 2 metry na zmianę w pierwszym przypadku i 1,6 metra w drugim. Różnicę tę zniwelowano, realizując urabianie przodka w czasie zmiany konserwacyjnej, z uwagi na znaczne ograniczenie czynności konserwacyjnych w układzie z wozem odstawczym. Należy podkreślić, że powyższe dane dotyczą pracy jednego wozu przy wybiegu przodka powyżej 400 metrów. Wprowadzenie drugiego egzemplarza wozu do ruchu nie poprawiło sytuacji, ponieważ na skutek problemów technicznych jeden z wozów był stale wyłączony z ruchu. W okresie od pierwszego uruchomienia wozu (31 maja 1995 r.) do końca listopada tego roku postęp przodka wyniósł 330 metrów, co uznano – mając na uwadze ciągłe zbieranie doświadczeń zarówno przez operatorów wozu, jak i mechaników oraz elektryków obsługi – za wynik akceptowalny, lecz mało satysfakcjonujący [7].

Problemem zasadniczym dla prawidłowej pracy wozu okazało się utrzymanie spągu. Próby podjęte z zabudową pługa rozgarniającego urobek gromadzący się pomiędzy koleinami, okazały się tymczasowe i niewystarczające. Wskazano na konieczność opracowania metody wczesnego

Open Access (CC BY-NC 4.0)

opróbowywania parametrów fizykomechanicznych spągu oraz zastosowania skutecznej metody jego konsolidacji bądź rekonsolidacji. Pierwsze doświadczenia eksploatacyjne wskazały na potrzebę zwiększenia pojemności skrzyni ładunkowej z jednoczesnym dostosowaniem kół wozu do warunków i parametrów skał spągowych, celem zmniejszenia nacisków jednostkowych na spąg, a także konieczność zabudowy zbiornika retencjonującego urobek za kombajnem [7].

Przeprowadzono także próbę ekonomicznej oceny przedsięwzięcia, uwzględniając istotne zmiany składników obciążających koszt wykonania 1 metra wyrobiska (co stanowiło istotną trudność przeprowadzenia analizy). Założono porównywalność kosztów przygotowania punktów rozładunku urobku i tankowania oraz komory remontowej dla wozu odstawczego, z kosztami przygotowania załadowni polowej dla układu tradycyjnego. Dla większej czytelności analizy wyeliminowano koszty identyczne dla obydwu rodzajów wyposażenia, uzyskując informację o kształtowaniu się kosztów przy układzie tradycyjnym oraz z wozem odstawczym w zależności od długości wyrobiska (rys. 6.8).



Rys. 6.8. Koszt wykonania chodnika w funkcji jego długości przy różnym wyposażeniu odstawy (1995 r.) [7]

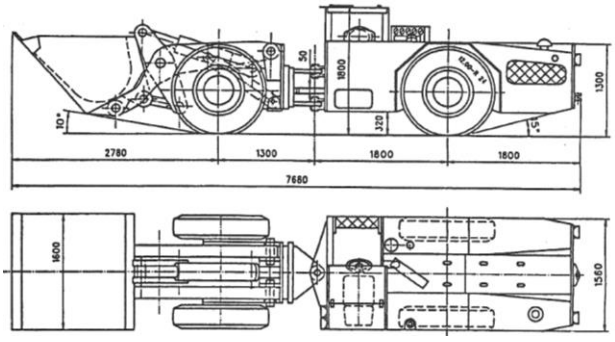
Jak wynika z powyższego wykresu, przy wybiegu powyżej 400 metrów koszt wykonania chodnika przy zastosowaniu wozu odstawczego był niższy, niż w przypadku drążenia w układzie tradycyjnym. Przy takim wybiegu przodek z wozem musiał zostać wyposażony w zbiornik retencyjny, co pozwoliło na pracę jednego wozu do około 600 metrów wybiegu. Wówczas dla przodka z wozami potrzeba było znacznie mniejszej liczby pracowników, co

Open Access (CC BY-NC 4.0)

powodowało dalsze obniżenie kosztu (bez zbiornika różnica ta wynosi 15-tu pracowników na dobę) [7].

Po wykonaniu chodnika PR-3/650 zaprzestano dalszych prób z zastosowaniem wozów do odstawy urobku z drążonych wyrobisk korytarzowych. Przyczyniła się do tego m.in. rychła likwidacja KWK Czeczott.

KWK Staszic, posiadając doświadczenia uzyskane z początkowej eksploatacji wozów EIMCO 912 Excalibur (rozdz. 6.4), zamówiła w byłych Zakładach Mechanicznych LEGMET w Legnicy (obecnie ZANAM Sp. z o.o.) opracowanie i wykonanie lekkiego wozu pomocniczego WPP-3 (rys. 6.9 i 6.10). Podstawowym jego przeznaczeniem była naprawa dróg transportowych dla wozów EIMCO 912 Excalibur, a także przebudowa zaciśniętych odcinków wyrobisk chodnikowych oraz odstawa urobku z chodników nie wyposażonych w inne środki transportowe. Eksploatacja wozu w podziemiu kopalni rozpoczęła się z początkiem 1996 roku.



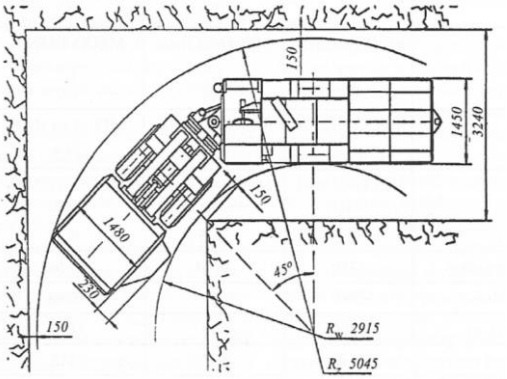
Rys. 6.9. Wóz do prac pomocniczych typu WPP-3 [3, 4, 5, 8]

Rys. 6.10. Widok wozu WPP-3 na targach KATOWICE'95 [5]

Wóz WPP-3 został zaprojektowany do eksploatacji w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla kamiennego zagrożonych wybuchem metanu i pyłu węglowego. Do napędu zastosowano silnik spalinowy czeskiej produkcji ZETOR 7701K wraz z układami: dolotowo-wylotowym i zabezpieczeń, osiągając w ten sposób zamienność zespołów i części ze stosowanymi

Open Access (CC BY-NC 4.0)

w polskich kopalniach kolejkami podwieszonymi (rozdz. 4). Wóz składał się z dwóch podstawowych zespołów: ciągnika oraz wielofunkcyjnego zespołu roboczego [5]. Obydwa te zespoły połączono specjalnym przegubem o dwóch stopniach swobody, umożliwiającym pokonywanie nierówności dróg transportowych oraz zakrętów przedstawionych na rysunku 6.11. Podstawowe parametry wozu podano w tabeli 6.4. W celu zwiększenia jego funkcjonalności zespół roboczy wyposażono w dodatkowy osprzęt w postaci lemiesza, platformy i podestu (rys. 6.12). Wóz opracowano i wykonano z przeznaczeniem do stosowania w podziemnych wyrobiskach górniczych potencjalnie zagrożonych wybuchem metanu i/lub pyłu węglowego.



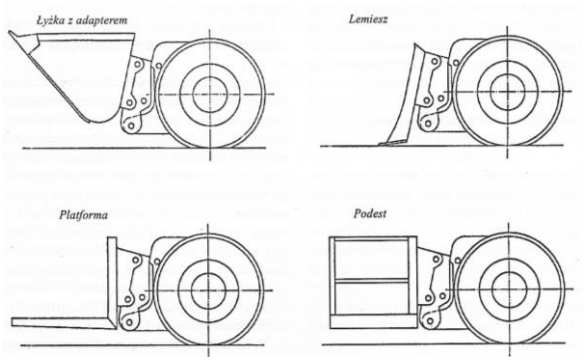
Rys. 6.11. Zakres pokonywania zakrętów przez wóz WPP-3 [3, 5, 8]

Podstawowe dane wozu WPP-3 [5]

Tabela 6.4.

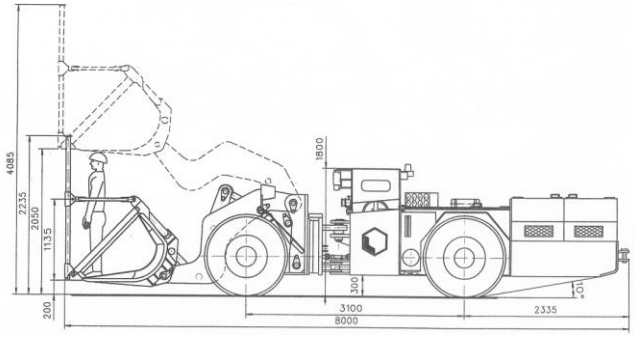
Typ silnika	ZETOR 7701K
Moc silnika	38 kW
Maksymalna prędkość jazdy	12 km/h
Masa własna wozu	11 Mg
Masa przewożonego ładunku	3 Mg
Długość	7680 mm
Szerokość	1600 mm
Wysokość	1800 mm
Rozstaw osi	3100 mm
Zewnętrzny promień skrętu	5380 mm
Wewnętrzny promień skrętu	2800 mm
Zdolność do pokonywania wniesień	12%

Open Access (CC BY-NC 4.0)

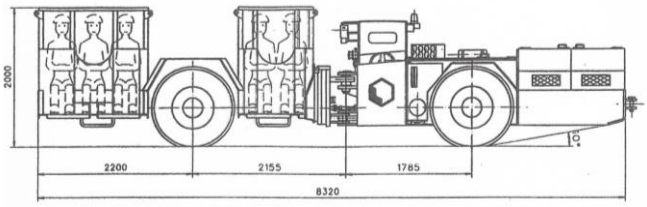


Rys. 6.12. Osprzęt dodatkowy wozu WPP-3 [3, 4, 5, 8]

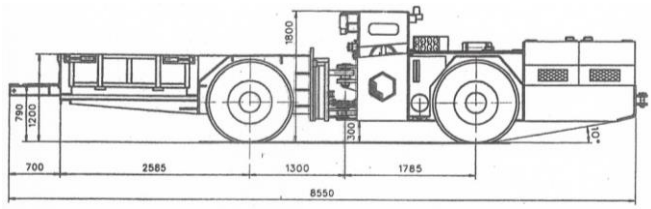
Na rysunku 6.13 przestawiono możliwość zastosowania wozu WPP-3 jako podnośnika, na rysunku 6.14 jego opcję do przewozu załogi, a na rysunku 6.15 wóz w wersji do przewozu materiałów długich.



Rys. 6.13. Zastosowanie wozu WPP-3 jako podnośnika [5]



Rys. 6.14. Wóz WPP-3 w wersji do przewozu załogi [5]



Rys. 6.15. Wóz WPP-3 w wersji do przewozu materiałów długich [5]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

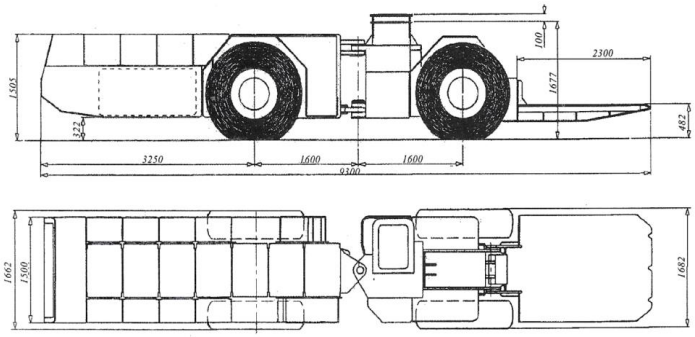
Wóz WPP-3 (jedyny wykonany egzemplarz) w KWK Staszic stanowił wsparcie dla eksploatowanych wozów EIMCO, przede wszystkim do wyrównywania spągu oraz jako jednostka uzupełniająca do prac pomocniczych, w tym do transportowania drobnych elementów i akcesoriów. Wóz był eksploatowany do 2001 roku [5].

6.4. Samojezdny wóz oponowy EIMCO 912 Excalibur

Wprowadzając wysoką koncentrację wydobycia (rozdz. 6.3), zauważono, że niezwykle istotny wpływ na efektywność produkcji węgla ma maksymalny czas wykorzystania, niejednokrotnie bardzo drogich, maszyn zabudowanych w wyrobiskach ścianowych. Stąd kopalnie stanęły przed problemem zwiększenia zdolności przewozowych systemów transportowych, w tym szybkiego przemieszczania maszyn i wyposażenia kompleksów ścianowych ze ścian likwidowanych, do nowych wyrobisk wydobywczych.

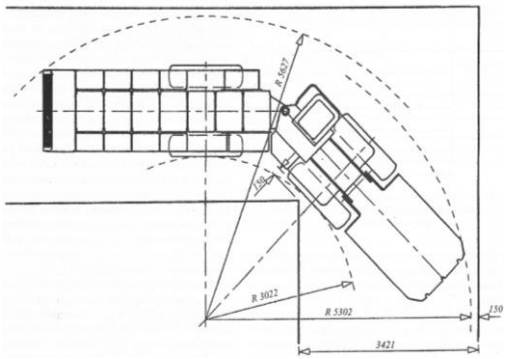
W związku z powyższym w KWK Staszic, wzorując się na doświadczeniach angielskich (rozdz. 6.2), podjęto próbę zastosowania samojezdnych wozów oponowych do przemieszczania maszyn i urządzeń. Wprowadzając do eksploatacji wozy oponowe w polskich kopalniach węgla kamiennego należało wziąć pod uwagę ograniczone przekroje wyrobisk korytarzowych oraz wymaganą wytrzymałość skał spągowych. Efektów ekonomicznych upatrywano głównie w możliwości transportowania kompletnych sekcji obudowy zmechanizowanej, bez konieczności ich demontażu i ponownego montażu przed wprowadzeniem do kolejnej ściany.

KWK Staszic, w 1995 r., zakupiła w firmie EIMCO dwa wozy EIMCO 912 Excalibur (rys. 6.16) wraz z wyposażeniem dodatkowym. Na rysunku 6.17. przedstawiono możliwość pokonywania zakrętów przez wóz. Podstawowe jego parametry podano w tabeli 6.5. Oferowano dwie opcje wozu o udźwigu 160 lub 250 kN - w zależności od zastosowanych kół przednich (węższych lub szerszych) [9, 10].



Rys. 6.16. Wóz EIMCO 912 Excalibur [9, 10]

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 6.17. Zakres pokonywania zakrętów przez wóz EIMCO 912 Excalibur [9, 10]

Podstawowe dane wozu EIMCO 912 Excalibur [10]

Tabela 6.5.

Typ silnika	Caterpillar 3306
Moc silnika	112,5 kW
Maksymalna prędkość jazdy	15 km/h
Masa własna wozu	20 Mg
Masa przewożonego ładunku	16 lub 25 Mg
Długość	9300 mm
Szerokość	1682 mm
Wysokość	1780 mm
Rozstaw osi	3200 mm
Zewnętrzny promień skrętu	5627 mm
Wewnętrzny promień skrętu	3022 mm
Zdolność do pokonywania wniesień	15%

Do napędu wozu samojezdnego EIMCO 912 Excalibur zastosowano silnik wysokoprężny (Diesla) typu Caterpillar 3306 o mocy 112,5 kW budowy przeciwwybuchowej, z bezpośrednim wtryskiem paliwa, przystosowany przez firmę Eimco do bezpiecznej eksploatacji w podziemnych wyrobiskach górniczych potencjalnie zagrożonych wybuchem. Zasysanie powietrza odbywało się przez suchy filtr, wyposażony w wymienne wkładki pierwotne i wtórne. Następnie powietrze przechodziło przez dolotowy tłumik płomieni, skąd stalową rurą przedostawało się do silnika. Spaliny z silnika odprowadzano przez chłodzony wodą kolektor wydechowy, a następnie przewodem elastycznym z płaszczem wodnym do chłodzonego wodą wymiennika ciepła (tzw. „sucha płuczka spalin”). Schłodzone do wymaganej temperatury spaliny,

Open Access (CC BY-NC 4.0)

poprzez wylotowy tłumik płomieni oraz tłumik iskier, odprowadzano do stalowego rozrzedzacza, a z niego wyprowadzano przed chłodnicę, gdzie łączyły się z atmosferą kopalnianą. W celu zapewnienia bezpiecznej pracy, zespół silnikowy wyposażono w układ awaryjnego wyłączania AMOT (rozdz. 3.4), zatrzymujący pracę silnika spalinowego w przypadku przekroczenia krytycznych wartości temperatur parametrów wpływających na bezpieczeństwo pracy oraz zaniku ciśnienia oleju smarującego silnik [10].

Napęd z silnika spalinowego, za pomocą krótkiego wału napędowego, przenoszony był na przekładnię pośrednią o przełożeniu 1:1. Integralną częścią przekładni był zmiennik momentu obrotowego, który zwiększał moment obrotowy wytworzony przez silnik spalinowy w stosunku 3:1. Stąd moment obrotowy przekazywany był przez przekładnię napędową na dwa wały wejściowe (jeden z nich napędzał przednią oś, a drugi tylną) a dalej poprzez mechanizmy różnicowe na każdej osi, półosie napędowe, przekładnie planetarne przy kołach i ostatecznie na cztery koła [10].

Przekładnia napędowa składała się z szeregu hydraulicznych zespołów sprzęgłowych połączonych z wewnętrznymi wałami napędowymi. Zespoły te były uruchamiane wskutek działania ciśnienia w układzie hydraulicznym. Ciśnienie oraz wybór sprzęgła były sterowane za pośrednictwem zaworu połączonego z napędem, zawierającym dwie cewki: jedną dla kierunku, a drugą dla prędkości. Położenie każdej z nich zależało od przemieszczenia dźwigni znajdujących się na stanowisku operatora. Dźwignie połączono z zaworami za pomocą linek. Oprócz zmiany kierunku jazdy, istniała możliwość wyboru zakresu prędkości jazdy na I, II lub III biegu [10].

Hydrauliczne zasilanie układu napędowego, a także innych układów umożliwiających maszynie wykonywanie czynności, tj. hamulce, sterowanie, wciągarka i platforma załadowcza, odbywało się z dwóch oddzielnych pomp zębatych napędzanych mechanicznie w momencie uruchomienia silnika spalinowego [10].

Zastosowano umieszczone na każdym kole hamulce robocze oraz ręczny hamulec bezpieczeństwa/postojowy, umieszczony na napędzie i przednim wale napędowym. Hamulce robocze, całkowicie oddzielone i niezależne od hamulca bezpieczeństwa/postojowego były układami niezależnymi, działającymi na oś przednią i tylną. Zwolnienie zespołów hamulca bezpieczeństwa/postojowego następowało wskutek działania ciśnienia w układzie hydraulicznym, natomiast jego zadziałanie miało miejsce poprzez oddziaływania sprężyn. Dzięki temu rozwiązaniu maszyna była zabezpieczona w przypadku spadku ciśnienia w układzie hydraulicznym [10].

W okresie dziewięciu lat (od 1995 do 2003 r.) stosowania samojezdnych wozów oponowych EIMCO 912 Excalibur, przeprowadzono za ich pomocą

Open Access (CC BY-NC 4.0)

zbrojenie 23 ścian wydobywczych o wysokiej koncentracji wydobycia. Przetransportowano 55 933 Mg maszyn i urządzeń wyposażenia kompleksów ścianowych. Oprócz podstawowych maszyn i urządzeń (rys. 6.18) transportowano także m.in. kruszarki, transformatory, wyłączniki KWS i sprzęt elektryczny. Uwzględniając dodatkowo konieczność transportu złomu i innych materiałów, każdorazowo związanych ze zbrojeniem i likwidacją ścian, można stwierdzić, że oba wozy EIMCO 912 Excalibur przetransportowały ponad 65 000 Mg ładunków [9, 11].

Rys. 6.18. Transport sekcji obudowy wozem EIMCO 912 Excalibur [10]

Wyrobiska korytarzowe, którymi realizowano transport, charakteryzowały się stosunkowo wysoką zwięzłością i wytrzymałością skał spągowych. W kilku miejscach, gdzie występowało zawodnienie spągu, powstałe koleiny były na bieżąco wypełniane tłuczniem dolomitowym, którym również wyrównywano nachylenie poprzeczne. Eksploatacja wymienionych wozów wykazała, że dla zapewnienia ich prawidłowej współpracy, konieczne było ścisłe przestrzeganie warunków podanych w ich dokumentacji techniczno-ruchowej. Zaistniałe awarie i przestoje (średnio około 40 godzin przy zbrojeniu lub likwidacji ściany), były głównie wynikiem trudnych warunków eksploatacji wozów oraz problemów z odpowiednim utrzymaniem dróg transportowych. Duży wpływ na wydłużenie czasu przestojów miały problemy serwisowe, związane z oczekiwaniem na części zamienne.

Oceniając wdrożony w KWK Staszic system transportu wyposażenia kompleksów ścianowych oparty na spalinowych wozach oponowych, do jego zalet zaliczono [11]:

- wysoki poziom bezpieczeństwa robót,
- znaczące skrócenie czasu zbrojenia i przezbrajania wyposażenia kompleksu ścianowego,
- łatwe przygotowanie drogi transportowej,
- możliwość transportu w rozcinakach ścianowych.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Natomiast wady systemu to [11]:

- bardzo wysokie nakłady inwestycyjne,
- wymagany odpowiednio wytrzymały i suchy spąg,
- ograniczenie nachylenia dróg transportowych do 10° i zasięgu transportu do około 1000 metrów,
- wymagane odpowiednie warunki wentylacyjne w celu rozrzedzenia spalin.

Wymieniony systemu transportu, w KWK Staszic, pozwolił na dwukrotne skrócenie czasu zbrojenia ścian w stosunku do systemów ze spalinowymi kolejkami podwieszanymi czy spągowymi, i czterokrotne w stosunku do transportu linowego [11].

KWK Staszic równolegle z wprowadzeniem spalinowych wozów oponowych do zbrojenia i przezbrajania ścian wydobywczych, rozpoczęła wdrażanie systemu transportu, opartego na kolejkach podwieszonych z ciągnikami (lokomotywami) spalinowymi. System ten stał się podstawowym systemem transportu załogi, maszyn i urządzeń w tej kopalni [11].

Literatura

[1] Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Wydawnictwo Śląsk. Katowice 1976.

[2] Materiały archiwalne ITG KOMAG.

[3] Klich A., Ptak J., Major M., Kostecki T.: Alokacja obudów zmechanizowanych z wykorzystaniem wozów oponowych, szanse i problemy realizacji. W: Materiały Konferencyjne IV Szkoły Eksploatacji Podziemnej. IGSMiE – AGH, Kraków 1995.

[4] Klich A., Ptak J.: Problemy i możliwości wprowadzania samojezdnych wozów oponowych w polskich kopalniach górnictwa węglowego. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1995 nr 6.

[5] Prospekty i materiały informacyjne firmy Legmet (1996 r.)

[6] Wróbel J.: Zastosowanie samojezdnych maszyn oponowych w technologii drążenia wyrobisk przygotowawczych oraz przezbrajaniu ścian. W: Materiały Konferencyjne IV Szkoły Eksploatacji Podziemnej. IGSMiE – AGH, Kraków 1995.

[7] Wróbel J., Gąciarz J.: Analiza i ocena wykorzystania wozów oponowych w KWK Czeczott. W: Materiały Konferencyjne V Szkoły Eksploatacji Podziemnej. IGSMiE – AGH, Kraków 1996.

[8] Klich A., Ptak J., Bońka W., Kostecki T.: Ocena możliwości zastosowania wozów oponowych w kopalniach węgla kamiennego

Open Access (CC BY-NC 4.0)

(doświadczenia z próbnej eksploatacji tych maszyn w kopalni Staszic). Wiadomości Górnicze 1996 nr 11.

[9] Klich A., Ptak J., Styryjski J., Rojek A.: Doświadczenia z relokacji wyposażenia ścianowego przy pomocy wozów samojezdnych EIMCO-912 Ex w KWK Staszic. W: Efektywne i bezpieczne systemy transportowe w zakładach górniczych. KOMTECH 2001. Materiały konferencyjne. CMG KOMAG. Gliwice – Szczyrk, 2001.

[10] Prospekty i materiały informacyjne firmy EIMCO (1995 r.)

[11] Ptak J.: Transport wyposażenia kompleksów ścianowych w KWK Staszic spalinowymi wozami oponowymi EIMCO-912 Ex. Transport Przemysłowy 2005 nr 2.

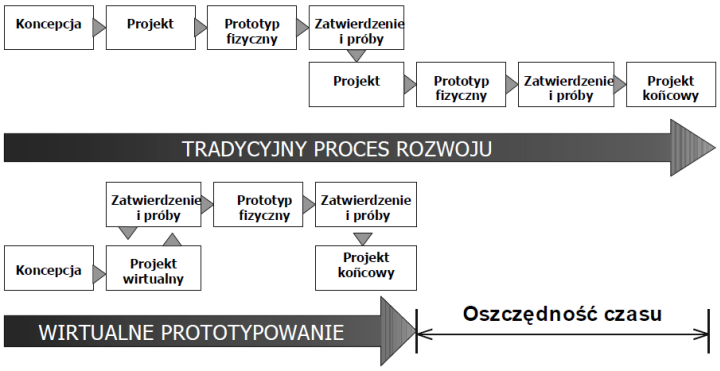
Open Access (CC BY-NC 4.0)

7. Komputerowe wspomaganie projektowania i użytkowania dołowych maszyn transportowych

Dariusz Michalak, Edward Pieczora, Jarosław Tokarczyk

7.1. Wirtualne prototypowanie

Tworzenie oraz badania wirtualnego prototypu nosi nazwę wirtualnego prototypowania [1]. Jeszcze do niedawna jedynym sposobem weryfikacji rozwiązań konstrukcyjnych była budowa fizycznego prototypu oraz jego badania. W celu uzyskania zadowalającego rezultatu, zwykle wykonywano kilka iteracji projektowych. Taki cykl projektowy znacznie podnosi czasochłonność i koszty rozwoju, szczególnie w przypadku złożonych konstrukcji. Należy również zauważyć, że wyroby projektowane tą tradycyjną metodą, często odbiegają od rozwiązań optymalnych. Wymienione problemy nie mają miejsca w procesie wirtualnego prototypowania. W tym przypadku, stosując komputery o dużych mocach obliczeniowych z zainstalowanym zaawansowanym oprogramowaniem, tworzone są wirtualne modele, które następnie poddawane są symulacjom kinematycznym, dynamicznym i wytrzymałościowym. Zastosowanie tego rodzaju prototypowania redukuje liczbę wykonywanych prób na modelach rzeczywistych, skraca czas wdrożenia, obniża koszty rozwoju, a także umożliwia optymalizację konstrukcji [2]. Na rysunku 7.1 przedstawiono porównanie tradycyjnego procesu rozwoju wyrobu z wirtualnym prototypowaniem.



Rys. 7.1. Porównanie tradycyjnego procesu rozwoju oraz wirtualnego prototypowania [2]

Od kilkunastu lat proces projektowania środków technicznych transportu górniczego jest realizowany wyłącznie w środowisku komputerowym. Proces projektowania rozpoczyna się od opracowania przestrzennych modeli geometrycznych, za pomocą programów klasy CAD (*Computer Aided Design*). Inne metody, takie jak metoda odwrotnego projektowania RE (*Reverse Engineering*), pozwalają na odtwarzanie w środowisku komputerowym modeli komputerowych obiektów rzeczywistych [3]. Model geometryczny stanowi

Open Access (CC BY-NC 4.0)

podstawę wirtualnego prototypu, ocenianego w określonych stanach pracy środka technicznego [4], tzw. stanach kryterialnych, dla których budowane są tzw. modele kryterialne. Tworzenie modeli kryterialnych polega na [5]:

– upraszczaniu i redukcji odwzorowań cech konstrukcyjnych,
– rozszerzeniu odwzorowań,
– konwersji odwzorowań cech konstrukcyjnych.

W przypadku maszyn górniczych można wyróżnić następujące kryteria prototypowania [6]:

– funkcjonalne,
– wytrzymałościowe,
– ergonomiczne,
– bezpieczeństwa.

W obrębie kryterium funkcjonalnego, już na etapie opracowania przestrzennych modeli geometrycznych, możliwa jest weryfikacja podstawowych założeń, takich jak: wymagane gabaryty zewnętrzne, masa oraz wykrywanie kolizyjności pomiędzy częściami i zespołami modelu przestrzennego.

Najbardziej rozpowszechnioną metodą weryfikacji pod względem wytrzymałości jest metoda elementów skończonych (MES) [7, 8]. Rozwijane są również metody [6]:

– elementów brzegowych MEB [9],
– analizy układów wieloczłonowych MBS (*Multi – Body System*),
– elementów odrębnych DEM (*Discrete Element Method*) [10].

Metoda elementów skończonych (MES) umożliwia badanie w mechanice komputerowej (CAE) wytrzymałości konstrukcji, symuluje odkształcenia, naprężenia, przemieszczenia, przepływ ciepła. Główne jej założenie to podział modelu geometrycznego ciągłego na elementy skończone, łączące się w tzw. węzłach, czego efektem jest utworzenie modelu dyskretnego. Efektem dyskretyzacji jest transformacja układu o nieskończonej liczbie swobody do postaci o skończonej liczbie swobody (SWW). Idea metody zakłada modelowanie nawet bardzo złożonych konstrukcji (części i zespołów) poprzez ich reprezentację za pomocą możliwie prostych geometrycznie elementów składowych [5].

Współczesne aplikacje inżynierskie CAE, w których stosuje się MES składają się z trzech wzajemnie współpracujących modułów, którymi są [11]:

– preprocesor (służy m.in. do importu lub przygotowania modelu geometrycznego, doboru rodzaju elementów skończonych, dyskretyzacji kontinuum, a także przyłożenia warunków brzegowych),

Open Access (CC BY-NC 4.0)

- solver (moduł przeznaczony do budowy oraz rozwiązania układu równań, na podstawie którego uzyskuje się poszukiwane wartości danych wielkości fizycznych),
- postprocesor (moduł służący do prezentacji oraz wspomagania interpretacji uzyskanych wyników).

Z praktycznego punktu widzenia, przed dyskretyzacją modelu CAD należy poddać go odpowiedniemu uproszczeniu, podczas którego należy usunąć elementy nieistotne z punktu widzenia analizowanego obiektu. Podczas dyskretyzacji modelu geometrycznego przydatne może okazać się zagęszczenie siatki elementów, w obszarach szczególnie obciążonych warunkami brzegowymi lub występowania nieciągłości (np. karby). Podział kontinuum geometrycznego na elementy skończone może odbywać się w sposób manualny lub półautomatyczny (tzw. automesh). Kolejnym krokiem jest określenie wartości wybranych wielkości fizycznych, przypisanych do elementów skończonych (np. cechy materiałowe E, G, ν, itd.). Podczas przygotowywania obliczeń MES należy zwrócić uwagę na określenie rodzaju oraz liczby stopni swobody (SSW) w węzłach. Rozwiązanie danego zadania przez solver odbywa się w większości analiz w sposób „niewidoczny" dla użytkownika. Podczas analizy wyników za pomocą postprocesora istnieje wiele możliwości zaprezentowania szukanych rezultatów. Kwestia doboru skali barw, liczby wartości pośrednich pomiędzy zarejestrowaną wartością maksymalną, a minimalną, a także dobór jednostki miary jest czynnikiem zależnym od preferencji użytkownika [11].

Obliczenia numeryczne realizowane za pomocą MES są sprzęgane z metodami obliczeniowymi, pozwalającymi symulować obciążenia dynamiczne związane np. z przemieszczaniem się lub współpracą podzespołów maszyny lub maszyn (metoda MBS).

Poniżej podano przykład, zrealizowanych w ITG KOMAG, obliczeń MES kabiny operatora ciągnika kolejki spągowej [12]. Wymagany jest 10-krotny współczynnik bezpieczeństwa konstrukcji kabiny w odniesieniu do granicy wytrzymałości materiału, z którego jest wykonana.

Na podstawie modelu geometrycznego kabiny utworzono siatkę elementów skończonych modelu obliczeniowego składającą się z:

- elementów bryłowych, czworościennych 10-cio węzłowych TET10,
- elementów zastępczych typu MPC – więzy wielowęzłowe.

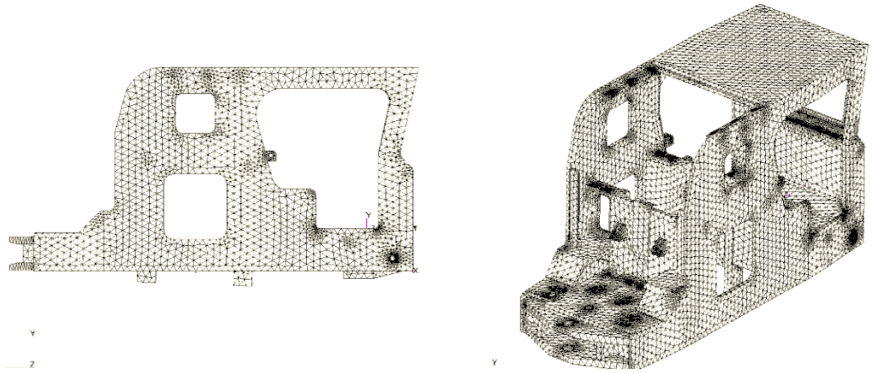
Zdefiniowano materiał liniowo-sprężysty o następujących własnościach:

- moduł Younga – $2{,}05 \times 10^{11}$ Pa,
- liczba Poissona – 0,3.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

W modelu obliczeniowym nie uwzględniono działania siły grawitacji. Przeprowadzono obliczenia statyczne w zakresie liniowym. Obliczenia nie uwzględniały zagadnień związanych ze zmęczeniem materiału. Model obliczeniowy kabiny składał się z (rys. 7.2):

– 123744 elementów skończonych,
– 222506 węzłów.

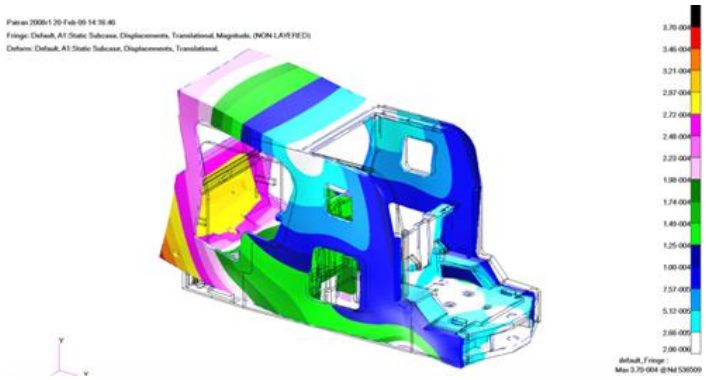


Rys. 7.2. Siatka elementów skończonych modelu obliczeniowego kabiny [13]

Uwzględniono oddziaływania sił pochodzących od:

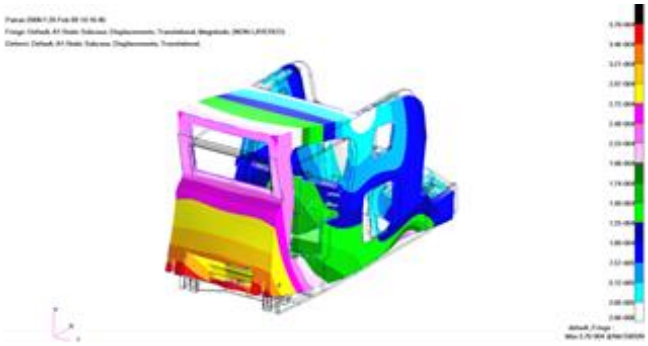
– siły pociągowej zespołu napędu zębatkowego – 120 kN,
– podparcia zespołu agregatu spalinowego – 40 kN.

Na rysunkach 7.3÷7.6 przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń. Rysunki 7.3 i 7.4 obrazują przykładowe mapy przemieszczeń.

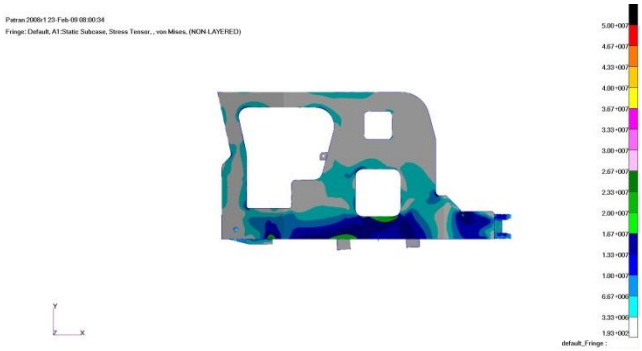


Rys. 7.3. Mapa przemieszczeń naniesiona na model odkształconej kabiny, widok izometryczny z tyłu [12]

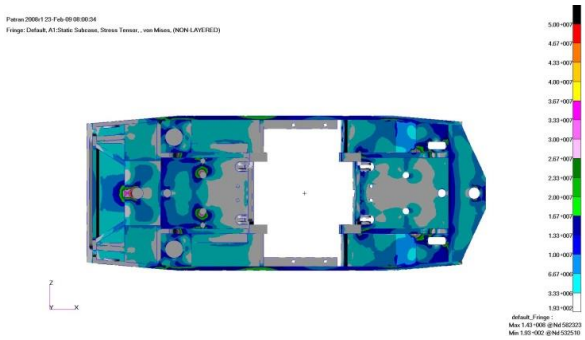
Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 7.4. Mapa przemieszczeń naniesiona na model odkształconej kabiny, widok izometryczny z przodu [12]



Rys. 7.5. Mapa naprężeń zredukowanych w zespole kabiny, widok z boku [12]



Rys. 7.6. Mapa naprężeń zredukowanych w zespole kabiny, widok z dołu [12]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

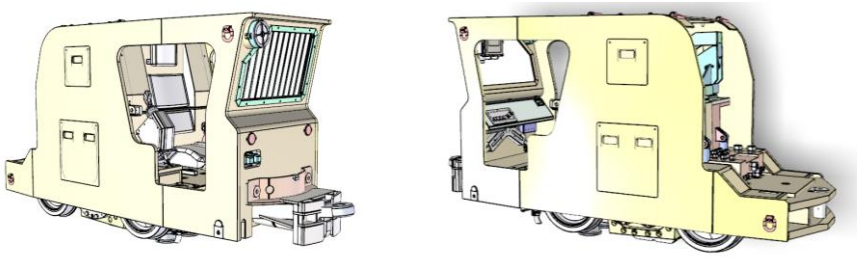
Mapy przemieszczeń naniesiono na odkształcony model kabiny w celu przedstawienia charakteru deformacji. Mapy te bazują na wartościach bezwzględnych tj. liczonych w globalnym układzie współrzędnych.

Na rysunkach 7.5 i 7.6 przedstawiono przykładowe mapy naprężeń zredukowanych.

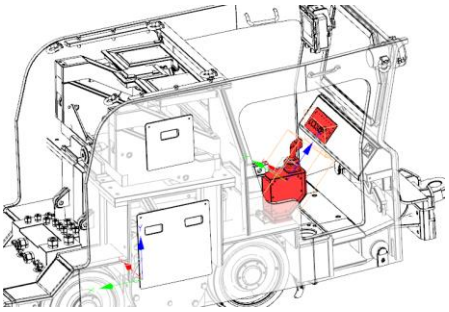
Analizy ergonomiczne służą ocenie, czy projektowane lub istniejące obiekty techniczne są dostosowane do możliwości i ograniczeń człowieka. Zgodnie z Dyrektywą Maszynową [14] „niewygoda, zmęczenie oraz fizyczne i psychiczne napięcie odczuwane przez operatora w zamierzonych warunkach użytkowania, muszą być ograniczone do możliwego minimum, z uwzględnieniem zasad ergonomii m.in., takich jak:

– zapewnienie wystarczającej przestrzeni dla ruchów części ciała operatora,
– dostosowanie oddziaływania człowiek/maszyna do możliwych do przewidzenia cech charakterystycznych operatorów”.

Poniżej podano przykład wybranych aspektów analizy ergonomicznej kabiny operatora ciągnika kolejki spągowej, przeprowadzonej w Instytucie KOMAG techniką wirtualnego prototypowania w oparciu o przestrzenne modele geometryczne kabiny oraz elementów wyposażenia wnętrza kabiny [15]. Na rysunku 7.7 pokazano ogólny widok przestrzeni ograniczającej kabinę operatora, a na rysunku 7.8 rozmieszczenie elementów sterowniczych.



Rys. 7.7. Ogólny widok przestrzeni ograniczającej kabinę operatora [15]

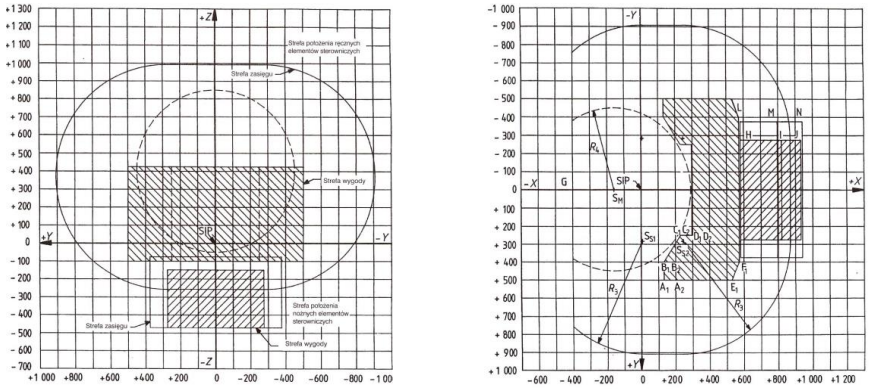


Rys. 7.8. Rozmieszczenie elementów sterowniczych w kabinie operatora [15]

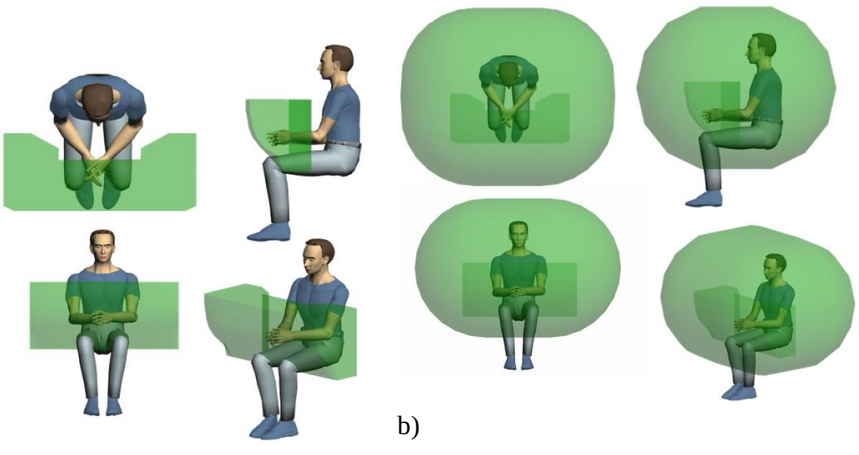
Open Access (CC BY-NC 4.0)

Ocena ergonomiczna w zakresie stref wygody i zasięgów polega na sprawdzeniu, czy elementy sterownicze podzielone względem swoich funkcji na pomocnicze i podstawowe znajdują się we właściwych strefach. Elementy sterownicze podstawowe powinny znaleźć się w strefie wygody, natomiast pomocnicze elementy sterownicze powinny znaleźć się w strefie wygody lub zasięgu.

Z uwagi na brak norm jednoznacznie określających strefy wygody i zasięgu dla kolejek spągowych, do badania wykorzystano normę PN-EN ISO 6682 [16]. Na rysunku 7.9 przedstawiono widok postaci geometrycznej stref wygody i zasięgów umożliwiających pozycjonowanie względem siedziska operatora, a na rysunku 7.10 ich widok 3D przedstawiony na przykładzie standardowej sylwetki ludzkiej.



Rys. 7.9. Strefy wygody i zasięgu [15]



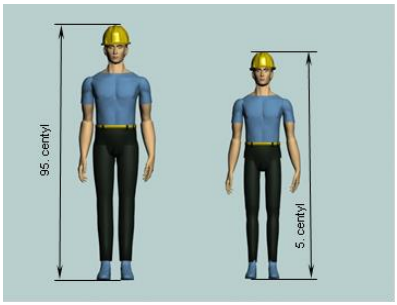
a) b)

Rys. 7.10. Widok 3D stref: a – wygody, b – zasięgów [15]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

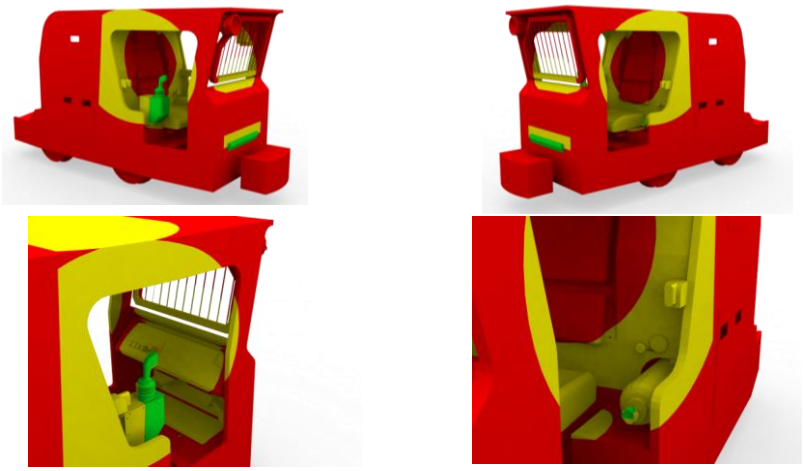
Ocenę ergonomiczną proponowanego rozmieszczenia elementów wyposażenia kabiny przeprowadzono według zasady miar ograniczających, zgodnie z którą progowe wartości wymiarów stanowiska pracy określa się według:

– 5. centyla - poziom 5 centyla oznacza, że 95% z całej populacji przekracza wartość odpowiedniej dla tego poziomu cechy, czyli 5% nie osiąga wymiarów minimalnych (rys. 7.11),
– 95. centyla – poziom 95 centyla określa, że tylko 5% populacji przekracza wartość cechy, czyli 95% populacji nie przekracza wymiarów maksymalnych (rys. 7.11).



Rys. 7.11. Modele centylowe sylwetek ludzkich [15]

Z przeprowadzonej analizy [15] wynika, że elementy sterownicze stanowiące wyposażenie kolejki spągowej znajdują się w strefie zasięgu (rys. 7.12). Manipulatory służące do sterowania kierunkiem jazdy i hamowaniem znajdują się w strefie wygody, co zapewnia komfort pracy kierowcy.

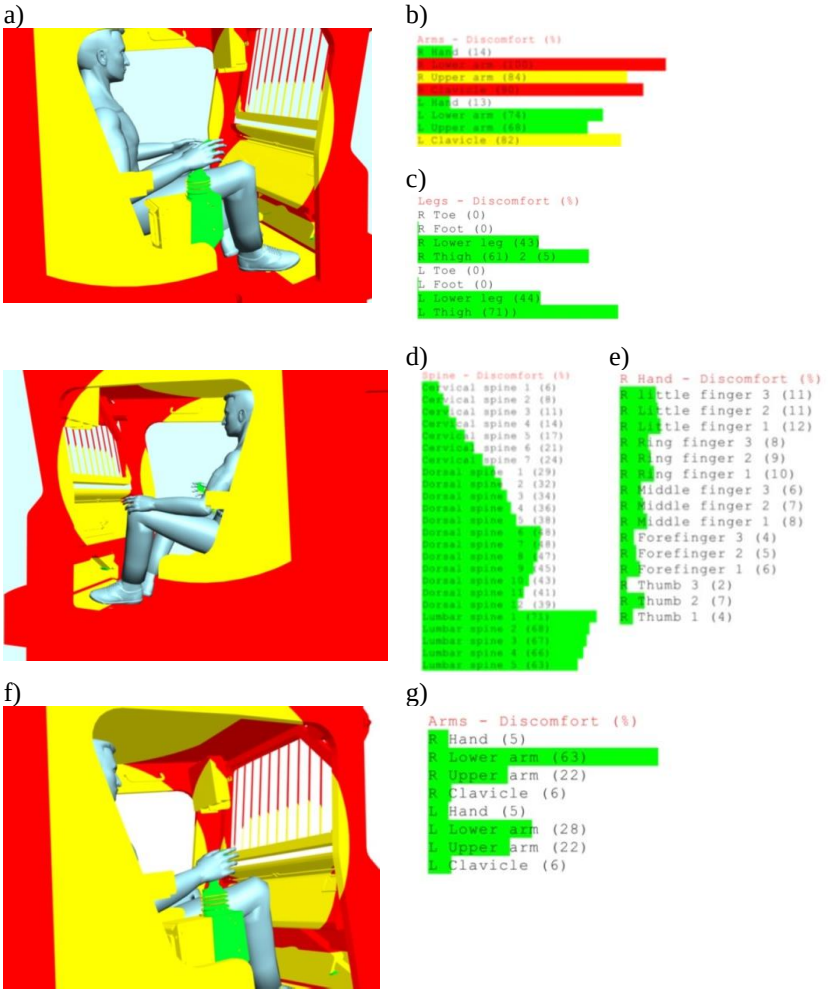


Strefa wygody
Strefa zasięgu

Rys. 7.12. Strefy wygody i zasięgu w odniesieniu do elementów sterowniczych [15]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

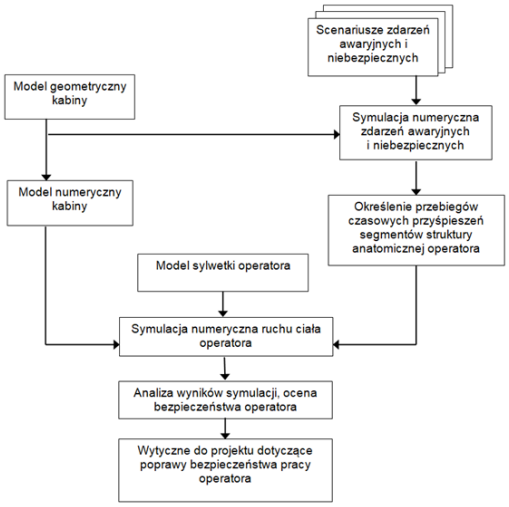
W toku przeprowadzonej oceny ergonomicznej dla kabiny określono dyskomfort operatora podczas jazdy analizowaną kolejką. Współczynnik dyskomfortu określono dla ramion, nóg, kręgosłupa i dłoni kierowcy dla dwóch modeli: 5 i 95 centylowego. Na rysunku 7.13 a - e przedstawiono przykładowe wyniki analizy dla modelu 95 centylowego. Stwierdzono, że operator podczas jazdy kolejką może odczuwać dyskomfort w obszarze kończyn górnych. W celu zapewnienia komfortu pracy zaproponowano zamontowanie w kabinie regulowanych podłokietników, co wpłynie na poprawę komfortu pracy operatora (rys. 7.13 f - g) [15].



Rys. 7.13. Współczynnik dyskomfortu operatora kolejki spągowej [15]
a) model 95. centylowy, b) współczynnik dyskomfortu kończyn górnych kierowcy, c) współczynnik dyskomfortu kończyn dolnych kierowcy, d) współczynnik dyskomfortu kręgosłupa kierowcy, e) współczynnik dyskomfortu dłoni kierowcy, f) współczynnik dyskomfortu kierowcy – kabina z podłokietnikami, g) współczynnik dyskomfortu kończyn górnych kierowcy – kabina z podłokietnikami

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Kabiny operatorów w lokomotywach do kolei podziemnej oraz w wozach oponowych, a także w ciągnikach do kolejek podwieszonych i spągowych (w tym kabiny do przewozu załóg górniczych) z reguły charakteryzują się ograniczoną przestrzenią. W takich sytuacjach, jak: awaryjne hamowanie, kolizja kolejki z przeszkodą lub szybka zmiana kierunku jazdy, na operatora (i przewożone załogi) działają wymuszenia dynamiczne podobne, jak podczas wypadku komunikacyjnego. Biorąc pod uwagę brak systemów zabezpieczających, będących na wyposażeniu kabin operatorów (i kabin osobowych), występujące podczas kolizji różnice prędkości pomiędzy operatorem a kabiną, w której się znajduje, mogą skutkować jego uderzeniem w konstrukcję kabiny lub jej wyposażenie, co wiąże się z ryzykiem wystąpienia urazu. Przeprowadzenie analizy numerycznej, której celem jest identyfikacja wpływu wymuszeń dynamicznych na człowieka, jest jedynym bezpiecznym i skutecznym sposobem oceny bezpieczeństwa. W szczególności dotyczy to stanów kryterialnych, które mogą skutkować przekroczeniem dopuszczalnych wartości przeciążeń [13]. Na rysunku 7.14 przedstawiono, opracowany w Instytucie KOMAG, autorski schemat postępowania przy badaniu skutków przeciążeń dynamicznych oddziałujących na operatorów dołowych środków transportowych (i przewożone załogi).

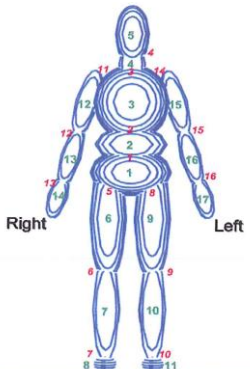


Rys. 7.14. Schemat postępowania przy badaniu skutków przeciążeń dynamicznych oddziałujących na operatorów dołowych środków transportowych (i przewożone załogi) [18]

Modele obliczeniowe (numeryczne) kabin operatorów (lub kabin do przewozu załóg) tworzone są (z zastosowaniem metody MBS) na podstawie przestrzennych modeli geometrycznych, opracowanych w środowisku programów klasy CAD. Z uwagi na przyjęty cel przeprowadzenia danego zadania obliczeniowego, model obliczeniowy może zawierać całość lub tylko fragment

Open Access (CC BY-NC 4.0)

kabiny. Następnie model obliczeniowy środka technicznego uzupełnia się o model cech antropometrycznych. Zastosowano tzw. model ATB [17], składający się z 17 segmentów ciała połączonych ze sobą 16 połączeniami przegubowymi o różnych stopniach swobody, odpowiadającymi poszczególnym stawom. Strukturę modelu ATB przedstawiono na rysunku 7.15.



Rys. 7.15. Struktura modelu ATB w wersji V [17, 18]

Segmenty te wraz ze stawami tworzą łańcuchy kinematyczne. Mają one kształt elipsoidy i posiadają zdefiniowane następujące parametry: masa, współrzędne środka ciężkości oraz masowe momenty bezwładności. Elipsoidy są powierzchniami, na których odbywa się kontakt podczas kolizji danej elipsoidy z inną elipsoidą lub z przeszkodą [17].

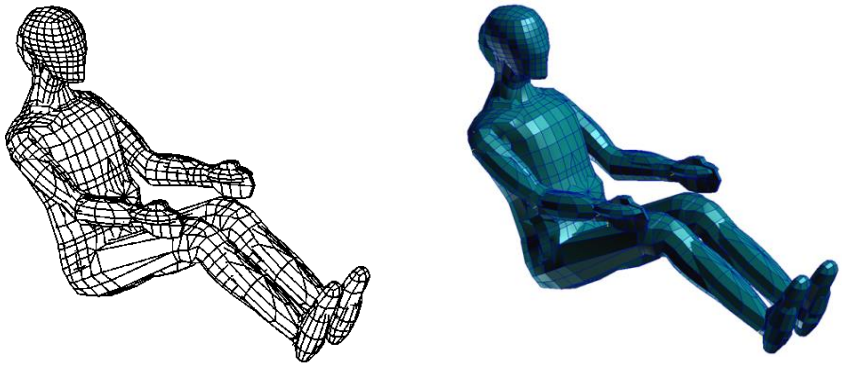
Przygotowanie modelu typu ATB w zadaniu obliczeniowym składa się z następujących etapów [17]:

- tworzenie modelu matematycznego na podstawie właściwości fizycznych segmentów i więzów z uwagi na masę, wzrost oraz wiek,
- wprowadzanie danych wejściowych dotyczących opisu ruchu poruszającego pojazdu podczas uderzenia, obrotu – tzw. charakterystyki *crash pulse*. W prowadzonych symulacjach zastosowano uproszczenie polegające na tym, że model obliczeniowy kabiny do przewozu załogi był utwierdzony, natomiast zgodnie z opisem ruchu pojazdu (z przeciwnym zwrotem) poruszał się model ATB,
- definiowanie modeli kontaktów związanych z potencjalną kolizją (np. wnętrzem kabiny operatora, pasami bezpieczeństwa oraz poduszkami powietrznymi),
- tworzenie siatki elementów skończonych odpowiadającej danemu modelowi antropometrycznemu wraz z możliwością usytuowania segmentów względem siebie, np. w celu dopasowania modelu do siedziska i podłogi kabiny. Finalna siatka elementów skończonych przesłania elipsoidy w modelu ATB, rysunek 7.16.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Możliwe są do zastosowania modele ATB o wielkościach 5, 50 oraz 95 centyli, a także uwzględniające wymiary i masy ciała ze względu na płeć.

Integralną składową modelu obliczeniowego są warunki brzegowe. Zalicza się do nich: wartość i kierunek przyśpieszenia ziemskiego (decyduje, czy jazda odbywa się na odcinku płaskim, upadzie, wzniosie bądź zakręcie) oraz definicja kontaktów pomiędzy kabiną a modelem cech antropometrycznych. Następnie przeprowadza się obliczenia dla zadanych wartości początkowych i określonych warunków brzegowych i analizę otrzymanych wyników.



Rys. 7.16. Siatka elementów skończonych przedstawiająca model ciała operatora kolejki w pozycji siedzącej [18]

Poniżej przedstawiono dwa przykłady, zrealizowanych w ITG KOMAG symulacji awaryjnego hamowania kolejki spągowej.

Przykład 1

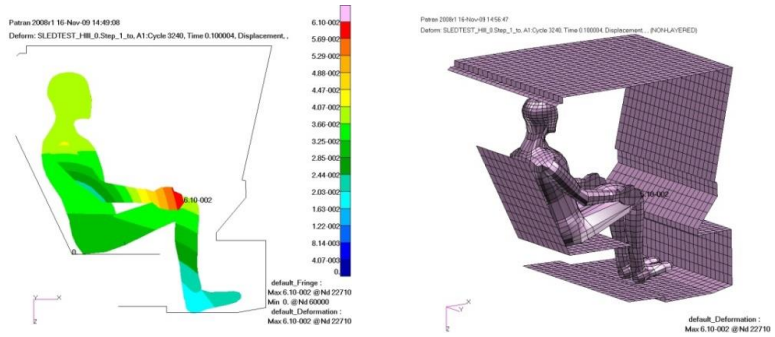
Scenariusz zdarzenia niebezpiecznego [18]

W czasie zjazdu kolejki bez ładunku po upadzie o nachyleniu 30° następuje awaryjne hamowanie. Prędkość, przy której rozpoczyna się hamowanie wynosi 4,4 m/s. W symulacji założono minimalne opóźnienie jakie musi występować podczas hamowania aby zatrzymać skład na wymaganym odcinku drogi, które ma wartość 7,73 m/s^2. Operator w pozycji siedzącej znajdował się w kabinie nie wyposażonej w pasy bezpieczeństwa. Pozycję początkową operatora kolejki przedstawiono na rysunku 7.17.

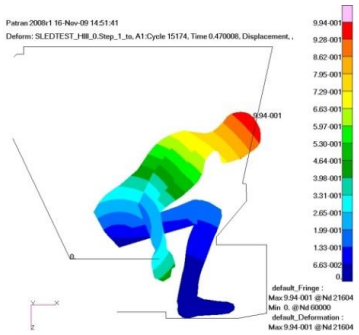
Wyniki symulacji [18]

Na rysunkach 7.18 i 7.19 przedstawiono mapy przemieszczeń elementów struktury anatomicznej operatora, a na rysunkach 7.20-7.25 wykresy przyspieszeń, prędkości, sił elementów (głowa, nogi) struktury anatomicznej operatora.

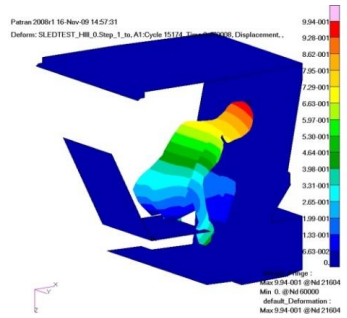
Open Access (CC BY-NC 4.0)



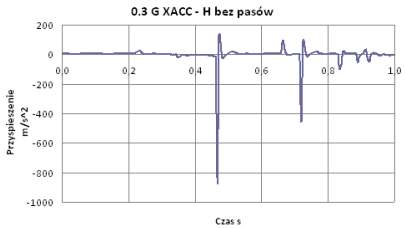
Rys. 7.17. Pozycja początkowa operatora w kabinie kolejki spągowej [18]



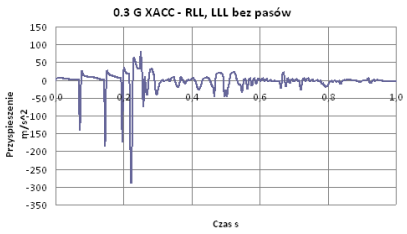
Rys. 7.18. Mapa przemieszczeń segmentów ciała operatora po czasie 0,47 s - widok z boku [18]



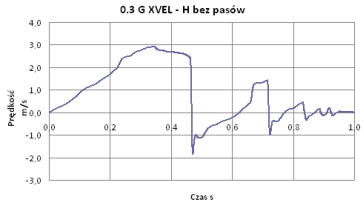
Rys. 7.19. Mapa przemieszczeń segmentów ciała operatora po czasie 0,47 s - widok izometryczny [18]



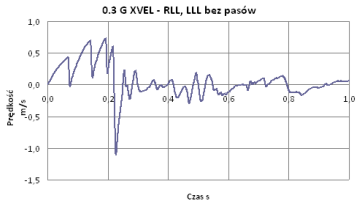
Rys. 7.20. Przebieg przyspieszenia głowy operatora w czasie 1 s [18]



Rys. 7.21. Przebieg przyspieszenia nóg operatora w czasie 1 s [18]



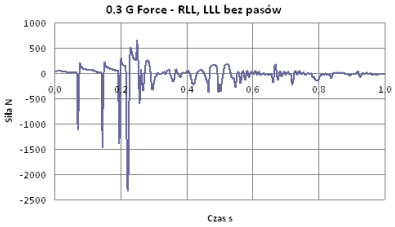
Rys. 7.22. Przebieg prędkości głowy operatora w czasie 1 s [18]



Rys. 7.23. Przebieg prędkości nóg operatora w czasie 1 s [18]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rys. 7.24. Przebieg sił działających na głowę operatora w czasie 1 s [18]



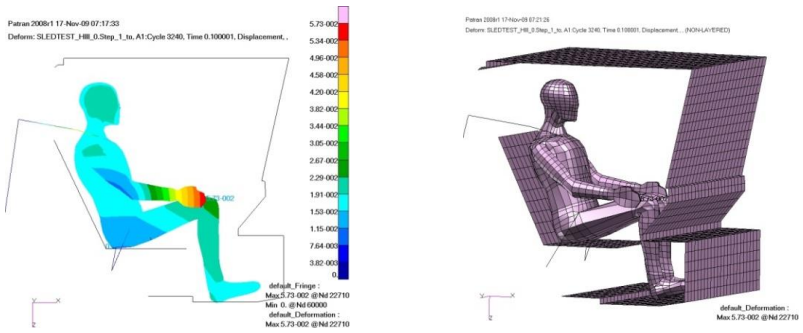
Rys. 7.25. Przebieg sił działających na nogi operatora w czasie 1 s [18]

Z przeprowadzonej symulacji wynika, że operator wskutek działającej siły bezwładności po czasie 0,47 s uderzy głową o konstrukcję kabiny z siłą 8000 N, po czym po czasie 0,3 s powtórnie uderzy głową z siłą około 4000 N. Również nogi operatora (w czasie do 0,23 s) zostaną poddane czterokrotnie obciążeniom siłami od około 1000 N do około 2300 N. W związku z tym zaproponowano wyposażenie kabiny operatora w pasy bezpieczeństwa.

Przykład 2

Scenariusz zdarzenia niebezpiecznego [18].

W czasie zjazdu kolejki bez ładunku po upadzie o nachyleniu 30° następuje awaryjne hamowanie. W celu porównania wyników przyjęto tą samą (jak w przykładzie 1) wartość prędkości, przy której rozpoczyna się hamowanie (4,4 m/s) oraz tą samą wartość minimalnego opóźnienia jakie musi występować podczas hamowania aby zatrzymać skład na wymaganym odcinku drogi (7,73 m/s^2). Operator w pozycji siedzącej znajdował się w kabinie, w której zastosowano pasy bezpieczeństwa. Pozycję początkową operatora kolejki przedstawiono na rysunku 7.26.

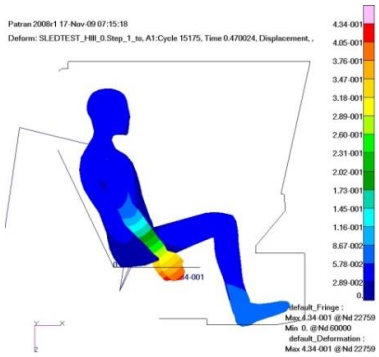


Rys. 7.26. Pozycja początkowa operatora w kabinie kolejki spągowej [18]

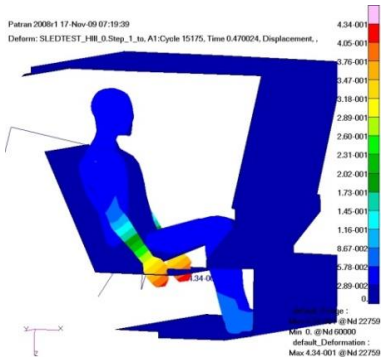
Wyniki symulacji [18]

Na rysunkach 7.27 i 7.28 przedstawiono mapy przemieszczeń elementów struktury anatomicznej operatora, a na rysunkach 7.29-7.34 wykresy przyspieszeń, prędkości, sił elementów (głowa, nogi) struktury anatomicznej operatora.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

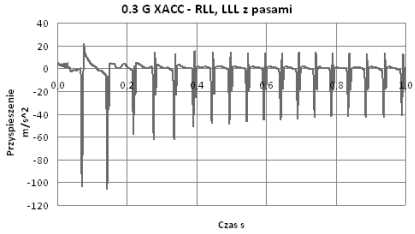


Rys. 7.27. Mapa przemieszczeń segmentów ciała operatora po czasie 0,47 s - widok z boku [18]

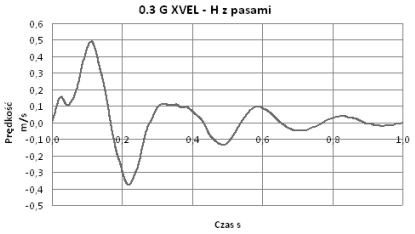


Rys. 7.28. Mapa przemieszczeń segmentów ciała operatora po czasie 0,47 s - widok izometryczny [18]

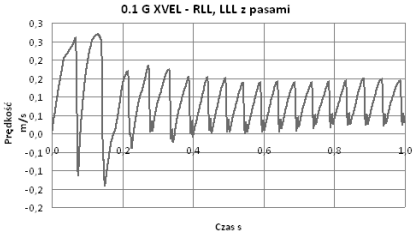
Rys. 7.29. Przebieg przyspieszenia głowy operatora w czasie 1 s [18]



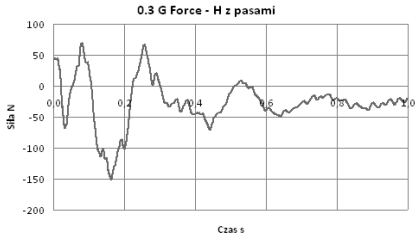
Rys. 7.30. Przebieg przyspieszenia nóg operatora w czasie 1 s [18]



Rys. 7.31. Przebieg prędkości głowy operatora w czasie 1 s [18]



Rys. 7.32. Przebieg prędkości nóg operatora w czasie 1 s [18]



Rys. 7.33. Przebieg sił działających na głowę operatora w czasie 1 s [18]

Rys. 7.34. Przebieg sił działających na nogi operatora w czasie 1 s [18]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Z przeprowadzonej symulacji wynika, że w tym przypadku na głowę i nogi zadziałają stosunkowo (w porównaniu do przykładu 1) niewielkie oddziaływania dynamiczne, nie powodujące przemieszczenia ciała operatora.

7.2. Komputerowe wspomaganie użytkowników – system STD

Wspomaganie komputerowe obejmuje nie tylko fazę projektowania, ale służy również użytkownikom systemów transportowych. Zgodnie z rozporządzeniem [19], użytkownicy środków górniczego transportu podwieszonego zobowiązani są do dokonywania obliczeń trakcyjnych. W Instytucie KOMAG opracowano system STD (*Safe Trans Design*), który umożliwia odpowiedni dobór komponentów zespołu transportowego, np. ciągnika, wózków hamulcowych, zestawów nośnych, do konkretnych warunków prowadzenia transportu. Wyniki obliczeń dostarczają informacji o maksymalnej masie netto transportowanego ładunku, drodze hamowania, opóźnieniu hamowania, rozkładzie sił wzdłużnych w cięgłach zespołu transportowego, a także umożliwiają analizę kolizyjności podczas transportu materiałów wielkogabarytowych [20].

System STD stanowi wsparcie służb kopalnianych w zakresie tworzenia dokumentacji układu transportu z zastosowaniem kolejek podwieszonych. Stanowi on formę unifikacji i standaryzacji podczas planowania i tworzenia dokumentacji górniczych, podziemnych układów transportu [21]. Możliwe jest uruchamianie systemu na komputerach mobilnych. Dostęp do systemu i jego poszczególnych modułów jest zdalny – system umiejscowiony jest na serwerze, z którym za pomocą stacji roboczych, poprzez przeglądarkę internetową, łączą się uprawnieni użytkownicy. Moduły systemu to [13]:

- moduł administratora systemu – umożliwia tworzenie użytkowników systemu STD oraz nadawanie im uprawnień,
- konfigurator zespołów transportowych – służy do wprowadzenia wszystkich danych wejściowych do modułu oceny i raportowania,
- moduł oceny i raportowania – na podstawie danych wejściowych z konfiguratora zespołów transportowych automatycznie przeprowadza wskazane w § 630.1 rozporządzenia [19] obliczenia i tworzy raport,
- moduł analizy kolizyjności 2D dla kolejek podwieszonych i spągowych – umożliwia przeprowadzenie symulacji przejazdu urządzenia transportowego wraz z ładunkiem po trasie kolejki i identyfikację potencjalnych miejsc kolizji transportowanego ładunku z otoczeniem.

Po zalogowaniu i uwierzytelnieniu w systemie, użytkownik uzyskuje uprawnienia do korzystania z poszczególnych modułów systemu, zasobów bazy danych środków transportu oraz utworzonych w systemie projektów. Baza danych systemu zawiera środki transportu niezbędne do konfiguracji podwieszonego zespołu transportowego: ciągniki z napędem własnym, wózki

Open Access (CC BY-NC 4.0)

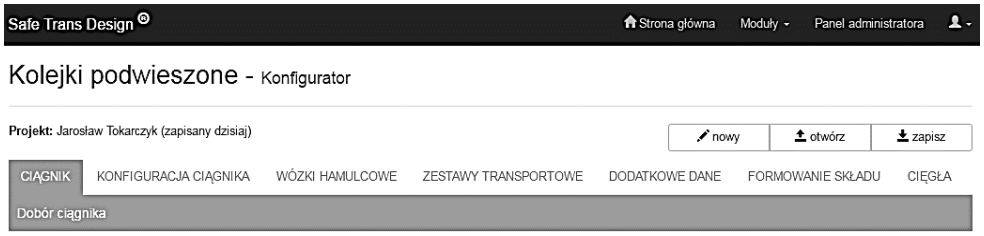
hamulcowe, wysokoobciążalne zestawy nośne, wciągniki, kabiny i ławy osobowe, wozy specjalne oraz cięgła łączące ze sobą poszczególne komponenty zespołu transportowego. Możliwe jest tworzenie nowych oraz edycja, bądź usuwanie istniejących projektów systemu transportu. Pojęcie projektu systemu transportu obejmuje jedną konfigurację zestawu transportowego, wraz z danymi wejściowymi (nachylenie trasy, typ szyny, nośność złącza) lub jeden przypadek analizy kolizyjności 2D.

Zadaniem modułu „konfigurator zespołów transportowych" jest konfiguracja zespołu transportowego złożonego z dostępnych komponentów, jakie znajdują się w bazie danych.

Konfiguracja zespołu transportowego obejmuje następujące czynności:

- dobór i konfiguracja ciągnika,
- dobór wózków hamulcowych,
- dobór zestawów transportowych (wysokoobciążalne zestawy nośne, zestawy wciągników), a także kabin i ław osobowych oraz wozów specjalnych,
- wprowadzenie danych dodatkowych, niezbędnych do przeprowadzenia obliczeń trakcyjnych,
- dobór cięgieł i formowanie składu – wzajemna lokalizacja komponentów zespołu transportowego i łączących je cięgieł.

Na rysunku 7.35 przedstawiono fragment okna graficznego konfiguratora z widocznymi nazwami poszczególnych kroków.

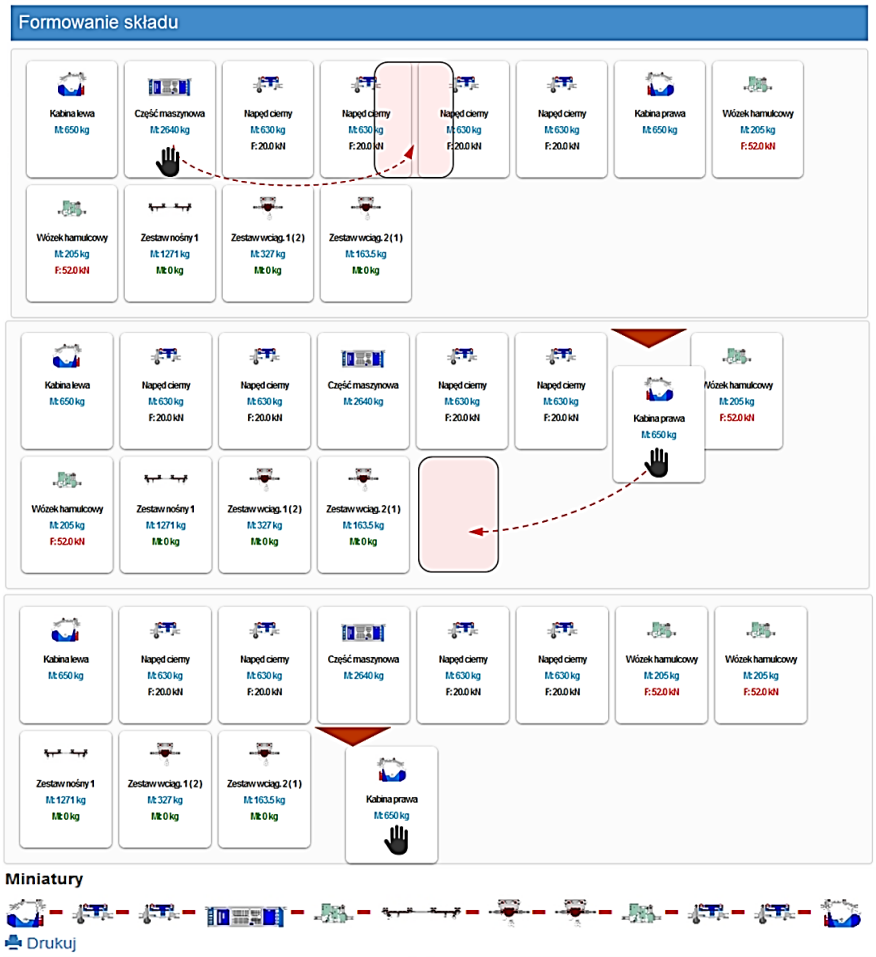


Rys. 7.35. Widok fragmentu okna graficznego modułu „konfigurator zespołów transportowych" programu STD [17]

Proces wspomagania konfiguracji polega na wprowadzaniu przez użytkownika dodatkowych danych, poprzez wypełnianie okien dialogowych. Możliwy jest wybór w postaci list rozwijanych lub wybór danej opcji poprzez tzw. przyciski wyboru. Do programu wprowadzono ograniczenia możliwości wprowadzania danych nieprawdziwych, tj. będących poza zakresem dopuszczalnym. Cechą charakterystyczną programu jest zastosowanie tzw. interaktywnych elementów graficznych, w postaci ikonek reprezentujących poszczególne komponenty zespołu transportowego. Na rysunku 7.36

Open Access (CC BY-NC 4.0)

przedstawiono przykładową sekwencję relokacji komponentu zespołu transportowego, za pomocą interaktywnego elementu graficznego.



Rys. 7.36. Przykładowa relokacja komponentu zespołu transportowego za pomocą interaktywnego elementu graficznego – widok interfejsu użytkownika programu STD [17]

Moduł oceny i raportowania korzysta z danych wejściowych przygotowanych w konfiguratorze zespołów transportowych. Dla wprowadzonych danych wejściowych (nachylenie trasy, długość szyn trasy podwieszonej i nośności złącz trasy podwieszonej) oraz przeprowadzonej konfiguracji kolejki podwieszonej (dobór ciągnika, zestawów transportowych i wózków hamulcowych), moduł w sposób automatyczny przeprowadza następujące obliczenia:

– obliczenie masy kolejki podwieszonej bez ładunku (zespołu transportowego gotowego do jazdy),

Open Access (CC BY-NC 4.0)

- obliczenie maksymalnej masy netto ładunku transportowanego kolejką podwieszoną (zespołem transportowym) obliczoną na podstawie minimalnej wartości z:
  - maksymalnej masy netto ładunku, która może być transportowana przez ciągnik,
  - maksymalnej masy netto ładunku zabezpieczanej przez wózek hamulcowy/układ wózków hamulcowych,
  - maksymalnej masy netto ładunku, która może być transportowana przez zestawy transportowe: zestawy nośne, zestawy wciągników, kabiny osobowe/ławy,
- obliczenia trakcyjne dla hamowania przy użyciu:
  - hamulców ciągnika,
  - wózków/układu wózków hamulcowych – z uwzględnieniem masy ciągnika,
  - wózków/układu wózków hamulcowych – bez uwzględnienia masy ciągnika.

Wynikiem obliczeń trakcyjnych są następujące wartości: prędkość rozpoczęcia hamowania, energia hamowania, efektywna siła hamowania, droga hamowania oraz opóźnienie hamowania. Program automatycznie generuje raport z wykonanych obliczeń. Struktura raportu umożliwia wybór danych opisowych, które znajdą się w raporcie oraz kolejności ich występowania. Dodatkowo obliczenia mogą być przeprowadzone dla rzeczywistej masy ładunku (wprowadzonej przez użytkownika) lub dla maksymalnej masy ładunku (dobranej z charakterystyki nośności).

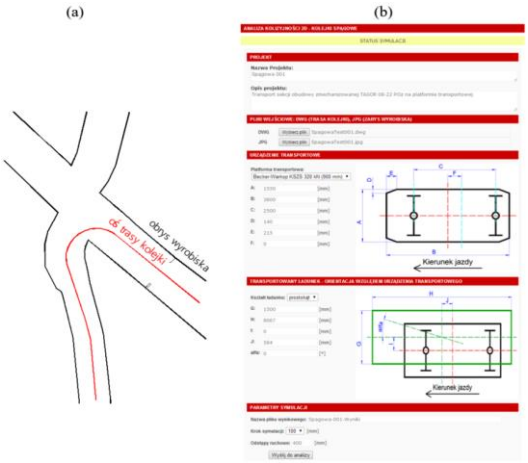
Moduł analizy kolizyjności 2D wspomaga projektanta systemów transportów podwieszonych, a także spągowych, w tworzeniu nowej lub weryfikacji istniejącej trasy, usprawnia proces wykonywania analiz kolizyjności, skraca ich czas, ujednolica formę specyfikacji danych wejściowych oraz formę otrzymywanych wyników końcowych. Efektem przeprowadzonej symulacji są obwiednie, wyznaczone w przekroju podłużnym wyrobiska: transportowanego ładunku, platformy transportowej (dla transportu spągowego), trawers (dla transportu podwieszonego) oraz obwiednia odstępów ruchowych (wynikających z przepisów). Wyniki analizy kolizyjności dokumentowane są w postaci plików graficznych CAD oraz rastrowych JPG, co umożliwia ich późniejszą analizę i dalszą obróbkę przez projektanta systemu transportowego [13].

Przygotowanie danych wejściowych do analizy kolizyjności składa się z dwóch etapów obejmujących [13]:

- przygotowanie danych trasy i wyrobiska w programie CAD,
- podanie pozostałych danych poprzez formularz internetowy systemu STD.

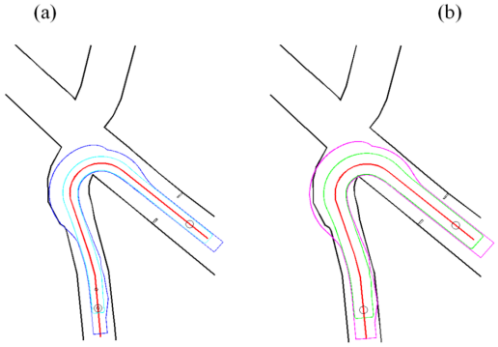
Open Access (CC BY-NC 4.0)

Na rysunku 7.37(a) przedstawiono przykład formułowania danych wejściowych w programie CAD, na rysunku 7.37(b) przedstawiono formularz internetowy dla kolejek spągowych, wypełniony przykładowymi danymi wejściowymi.



Rys. 7.37. Przykładowa analiza kolizyjności dla kolejek spągowych – formułowanie danych wejściowych w programie CAD (a) oraz w formularzu internetowym (b) [13]

Na rysunku 7.38 przedstawiono przykładowe pliki wynikowe analizy kolizyjności 2D dla transportu ładunku wielkogabarytowego (sekcja ścianowej obudowy zmechanizowanej) platformą transportową (transport szynowy spągowy).



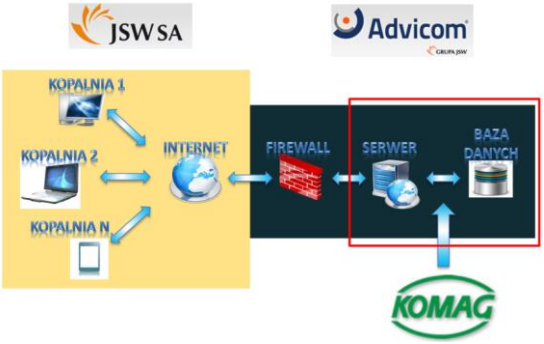
Rys. 7.38. Przykładowa analiza kolizyjności – transport szynowy spągowy – obwiednia urządzenia transportowego oraz transportowanego ładunku dla założonych odstępów (przejść) ruchowych: 0 m (a) oraz 0,4 m (b) [13]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Podstawowym celem opracowania systemu STD jest poprawa bezpieczeństwa pracy, wynikająca z minimalizacji prawdopodobieństwa popełnienia błędów podczas konfiguracji kolejki podwieszonej, tj. doborze danych wejściowych i wykonywaniu obliczeń trakcyjnych. Dostępność systemu STD na platformie internetowej oraz jego struktura bazodanowa umożliwiają szybką aktualizację zasobów i ich uaktualnienie zgodnie z dostępnym parkiem maszynowym [22]. Najważniejsze cechy opracowanego w ITG KOMAG narzędzia to [17]:

- brak konieczności instalowania programu na poszczególnych komputerach lokalnych użytkowników, co może skutkować występowaniem kilku wersji w tym samym czasie,
- zintegrowane gromadzenie danych skojarzonych z komponentami środków transportu,
- ujednolicone i zintegrowane archiwizowanie tworzonych projektów,
- dostęp globalny do informacji związanych z liczbą wykonanych projektów według kopalni, użytkownika, użytego środka transportu, itp.,
- możliwość modyfikacji narzędzia programowego ukierunkowaną na aktualne potrzeby użytkowników lub wymogi poszczególnych zakładów górniczych.

Pierwsze wdrożenie systemu STD miało miejsce w 2013 r. w Jastrzębskiej Spółce Węglowej S.A. (JSW S.A.). Strukturę wdrożenia i podtrzymania systemu przedstawiono na rysunku 7.39.



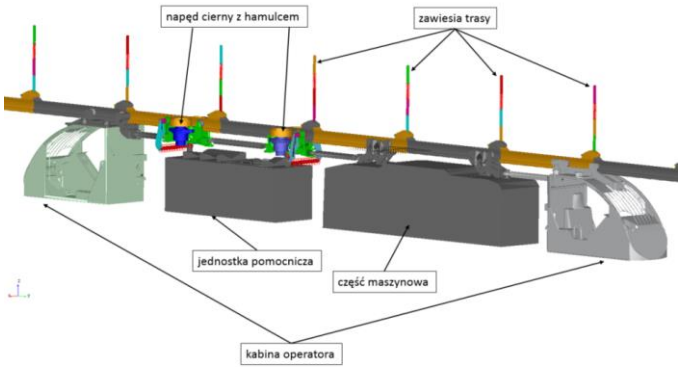
Rys. 7.39. Struktura wdrożenia i podtrzymania systemu STD w JSW S.A. [13]

Kopalnie JSW S.A. są użytkownikami Systemu STD, natomiast należąca do Grupy JSW spółka Advicom (obecnie JSW IT Systems) udostępniła serwer do instalacji i obsługi programu. Zadaniem Instytutu KOMAG jest bieżąca aktualizacja bazy danych, jak również modyfikacja aplikacji wynikająca z uwag i potrzeb użytkowników.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

7.3. Obliczenia dynamiczne

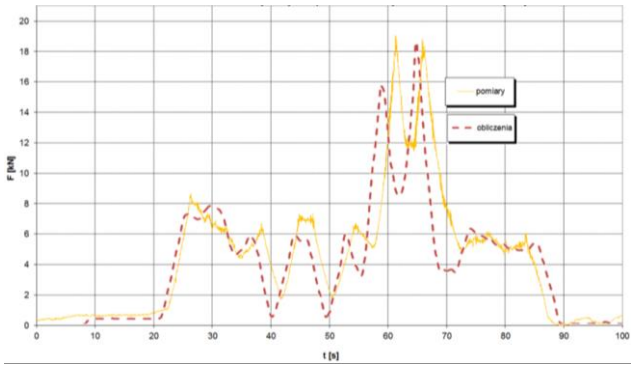
Zaawansowane systemy klasy CAE umożliwiają przeprowadzenie identyfikacji zjawisk dynamicznych związanych z realizacją transportu pomocniczego w kopalniach węgla kamiennego. Przykładem zastosowania oprogramowania klasy CAE są, przeprowadzane w ITG KOMAG, analizy zjawisk dynamicznych kolejek podwieszonych podczas typowej pracy oraz w stanach awaryjnych [13]. Na rysunku 7.40 przedstawiono przykładowy model obliczeniowy zespołu transportowego, złożonego z dwóch kabin operatora, części maszynowej oraz jednostki pomocniczej wraz z dwoma napędami ciernymi i hamulcami.



Rys. 7.40. Model obliczeniowy zespołu transportowego przeznaczony do analiz w oprogramowaniu klasy CAE [13]

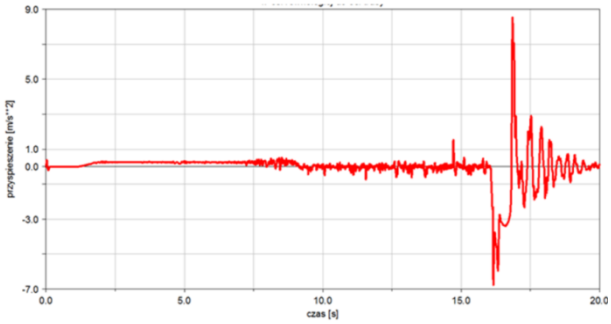
Przykładem symulacji numerycznych jest przeprowadzona w KOMAG-u identyfikacja obciążeń dynamicznych zawiesi trasy kolejki podwieszonej podczas przejazdu oraz awaryjnego hamowania zespołu transportowego kolejki [13]. Zastosowanie modelu obliczeniowego kolejki podwieszonej umożliwia przeprowadzenie symulacji przejazdu zespołu transportowego z różną prędkością a także stanów niebezpiecznych, np. awaryjne hamowanie takiego zespołu. Podstawową zaletą symulacji jest fakt, że próby awaryjnego hamowania przy różnych prędkościach jazdy zespołu, można powtarzać w sposób bezpieczny. Wyniki takich prób pozwalają na identyfikację wpływu zjawisk dynamicznych na siły w zawiesiach trasy. Kolejną zaletą przeprowadzania symulacji numerycznych jest możliwość zarejestrowania sił i momentów sił w każdym zawiesiu trasy, a także w elementach łączących poszczególne komponenty zespołu transportowego. Uzyskiwane wyniki obliczeń numerycznych weryfikowane są pomiarami w warunkach in-situ [17]. Przykład porównania przebiegów siły w zawiesiu trasy, podczas przejazdu zespołu transportowego, przedstawiono na rysunku 7.41. Przebiegi te uzyskano na podstawie badań w warunkach in-situ oraz obliczeń numerycznych.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

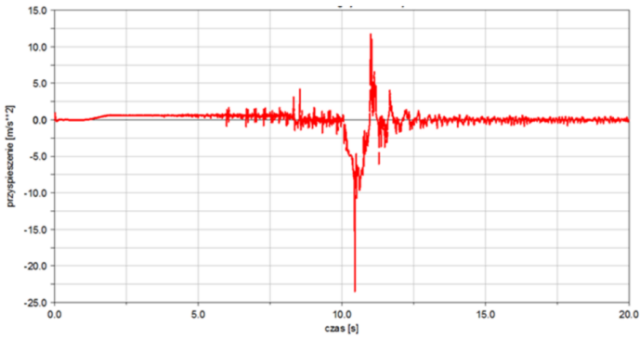


Rys. 7.41. Przebiegi siły w zawiesiu trasy podczas przejazdu kolejki podwieszonej [13]

Ponadto podczas analiz rejestrowano prędkość oraz przyspieszenie ruchu wszystkich komponentów kolejki. Analiza wartości przyspieszenia podczas awaryjnego hamowania pozwala na oszacowanie ryzyka doznania urazu przez operatora kolejki lub przewożone załogi. Przykładowy przebieg wartości przyspieszenia jakie działa na operatora kolejki podczas awaryjnego hamowania przedstawiono na rysunku 7.42 w odniesieniu do prędkości 2 m/s oraz na rysunku 7.43 w odniesieniu do prędkości 4 m/s.



Rys. 7.42. Przebieg wartości przyspieszenia działającego na operatora kolejki podczas awaryjnego hamowania z prędkości 2 m/s [13]

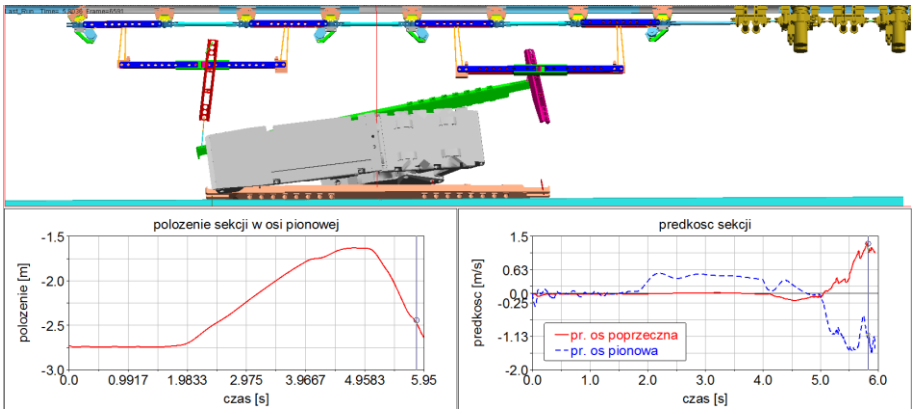


Rys. 7.43. Przebieg wartości przyspieszenia działającego na operatora kolejki podczas awaryjnego hamowania z prędkości 4 m/s [13]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Na podstawie takich analiz wnioskować można o maksymalnych prędkościach jazdy, przy których w danych warunkach awaryjne hamowanie nie powoduje przekroczenia dopuszczalnych wartości opóźnienia. Dodatkowo, na podstawie analizy wyników, poprzez zaproponowanie dodatkowych rozwiązań konstrukcyjnych, istnieje możliwość poprawy bezpieczeństwa podczas transportu materiału i przewożenia ludzi.

Do sytuacji awaryjnych zalicza się także zerwanie łańcuchów w zestawach transportowych podczas transportu materiałów wielkogabarytowych, takich jak sekcje obudowy zmechanizowanej. Przykładowy wynik symulacji transportu sekcji obudowy zmechanizowanej, podczas której zerwaniu uległo zawiesie w modułowym zestawie nośnym, przedstawiono na rysunku 7.44.



Rys. 7.44. Wyniki symulacji zerwania zawiesia w modułowym zestawie nośnym podczas transportu sekcji obudowy zmechanizowanej [13]

Prowadzenie symulacji numerycznych pracy dołowych urządzeń transportowych umożliwia identyfikację wpływu zmiany wybranych parametrów ich pracy na zjawiska dynamiczne zachodzące podczas transportu materiału i przewozu załóg górniczych. Analizy takie pozwalają na optymalizację konstrukcji środków transportu oraz zwiększenie bezpieczeństwa.

Literatura

[1] Wang G. Gary: Definition and review of virtual prototyping. Journal of Computing and Information Science in Engineering, Vol. 2, No 3, pp. 232-236, 2002.

[2] Pater Z., Tofil A.: Wirtualne prototypowanie w budowie maszyn. W: Trzecia Konferencja Entuzjastów Informatyki KEI'2004, Chełm 28-29 maja 2004, Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa, Chełm 2004. Dostęp: http://www.kis.pwszchelm.pl/publikacje/III/Pater.pdf. (10.2018).

Open Access (CC BY-NC 4.0)

[3] Chlebus E. i inni: Innowacyjne technologie rapid prototyping – rapid tooling w rozwoju produktu. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.

[4] Dietrich J.: System i konstrukcja. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1985.

[5] Winkler T.: Metody komputerowo wspomaganego projektowania układów antropotechnicznych na przykładzie maszyn górniczych. Prace Naukowe Głównego Instytutu Górnictwa. Katowice 2001.

[6] Tokarczyk J.: Wirtualne prototypowanie a prototypowanie fizyczne. Maszyny Górnicze 2006 nr 3.

[7] Rakowski G., Kacprzyk Z.: Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa, 2005.

[8] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., ZHU J.Z.: The Finite Element Method. Vol 1: Its Basis & Fundamentals. Vol 2: For Solid and structural mechanics. Sixth edition. Elsevier Butterworth – Heinemann. Oxford 2005.

[9] Burczyński T.: Metoda elementów brzegowych w mechanice. Wspomaganie komputerowe CAD – CAM. WNT. Warszawa 1995.

[10] Cundall P.A. and Hart R.D.: Numerical modelling of discontinua. Comprehensive Rock Engineering, Vol. 2 - Analysis and Design Methods (C. Fairhurst, ed.), pp. 231-243. Pergamon Press. Oxford 1993.

[11] Budzyński A.: Krótki wstęp do zastosowania Metody Elementów Skończonych (MES) do numerycznych obliczeń inżynierskich. Koło Naukowe Solid Edge. Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy, Wydział Mechaniczny, Katedra Eksploatacji Maszyn. Dostęp: http://www.knse.pl/publikacje/65.pdf (10.2018).

[12] Drwięga A., Tokarczyk J., Szewerda K., Chuchnowski W.: Ciągnik zębatkowy z funkcją jazdy lokomotywowej CLS-120. Analiza MES węzłów konstrukcyjnych przenoszących siłę pociągową. Praca badawcza ITG KOMAG, Gliwice 2009 (niepublikowana).

[13] Tokarczyk J., Turewicz A., Dudek M., Szewerda K., Pieczora E.: Komputerowe wspomaganie procesu konfiguracji i oceny środków pomocniczego transportu górniczego. Napędy i Sterowanie 2018 nr 7-8.

[14] Dyrektywa 2006/42/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 17 maja 2006 r. w sprawie maszyn, zmieniająca dyrektywę 95/16/WE.

[15] Jaszczyk Ł., Lesisz R., Szewerda K., Michalak D.: Procedura oceny stanowiska operatora górniczej kolejki spągowej w świetle kryteriów

Open Access (CC BY-NC 4.0)

ergonomicznych na przykładzie kolejki CLS – 120. Praca badawcza ITG KOMAG, Gliwice 2009 (niepublikowana).

[16] PN-EN ISO 6682 - Maszyny do robót ziemnych. Strefy wygody i zasięgu w odniesieniu do elementów sterowniczych.

[17] Tokarczyk J.: Metodyka identyfikacji wybranych zagrożeń mechanicznych w pomocniczym transporcie podziemnych zakładów górniczych. Prace Naukowe - Monografie KOMAG nr 52, Instytut Techniki Górniczej KOMAG. Gliwice 2018.

[18] Chuchnowski W., Drwięga A., Szkudlarek Z., Szewerda K., Turewicz A., Tokarczyk J.: Procedura oceny rozwiązań konstrukcyjnych górniczej kolejki spągowej w świetle kryteriów bezpieczeństwa na przykładzie kolejki CLS – 120. Praca badawcza ITG KOMAG. Gliwice 2009 (niepublikowana).

[19] Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych (Dz.U. 2017, poz. 1118).

[20] Pieczora E., Tokarczyk J.: Development of mine underground transportation with use of suspended MONORAILs. Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering 2017 nr 4 (532).

[21] Tokarczyk J., Dudek M., Szewerda K., Turewicz A.: Metody i narzędzia wspomagające projektowanie bezpiecznych środków technicznych do transportu materiałów i przewozu osób w kopalniach węgla kamiennego. Maszyny Górnicze 2015 nr 3.

[22] Tokarczyk J., Dudek M., Szewerda K., Turewicz A.: Stan i kierunki rozwoju systemu wspomagania prac inżynierskich pomocniczego transportu kopalnianego Safe Trans Design (STD). Maszyny Górnicze 2014 nr 2.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

8. Badania górniczych napędów spalinowych

Piotr Dobrzaniecki, Krzysztof Kaczmarczyk, Edward Pieczora, Hubert Suffner, Mariusz Woszczyński

Mając na uwadze rozwój zastosowań, w polskich kopalniach węgla kamiennego, (zwłaszcza po 2000 roku) maszyn transportowych z napędem spalinowym [1, 2, 3] oraz brak ogólnie dostępnej wiedzy dotyczącej zabudowy układów przystosowujących silniki spalinowe do bezpiecznego stosowania w podziemnych wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem, w Instytucie KOMAG w 2007 roku zaprojektowano i zbudowano stanowisko do badań górniczych napędów spalinowych. Stanowisko to umożliwiło przeprowadzenie badań wpływu zabudowy ognioszczelnego układu dolotowo-wylotowego do silnika spalinowego na jego parametry (charakterystykę) oraz na jakość spalin, a także prac badawczo-rozwojowych w zakresie doskonalenia rozwiązań np. układów chłodzenia spalin. Należy zauważyć, że wytwórcy silników spalinowych (ze względu na stosunkowo małą skalę zbytu) nie przygotowują silników spalinowych do zastosowań górniczych, pozostawiając rozwiązanie tego problemu konstruktorom oraz producentom maszyn. Wyżej wymienione stanowisko badawcze dało także możliwość realizacji prac naukowych nad nowymi rozwiązaniami m.in.:

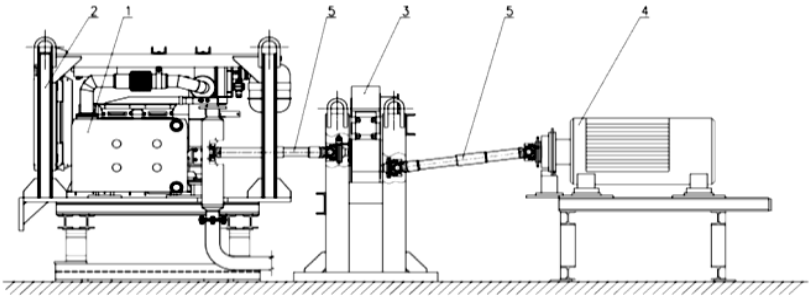
- selektywnej redukcji katalitycznej w silniku przeciwwybuchowym, w celu obniżenia stężenia tlenków azotu w spalinach,
- odzysku ciepła z silnika spalinowego poprzez zastosowanie rekuperatora energii.

8.1. Budowa stanowiska badawczego

Głównym elementem stanowiska badawczego jest badany napęd spalinowy (rys. 8.1 i 8.2), którego model przedstawia rysunek 8.3 uzupełniony o elementy pomiarowe oraz sprzężony mechanicznie z hamującym silnikiem elektrycznym.

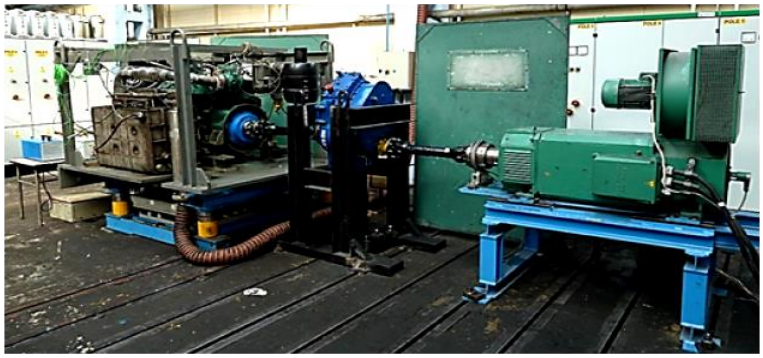
Zastosowano, dostępny podczas budowy stanowiska, silnik spalinowy VOLVO PENTA D5AT (rozdz. 3.6), a także hamownię elektryczną, której podstawowym elementem jest silnik elektryczny LEROY SOMER LSK 2254 L11 (rys. 8.4) o parametrach ujętych w tabeli 8.1. Silnik sterowany jest za pośrednictwem układu z falownikiem. Szafę sterującą przedstawiono na rysunku 8.5.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

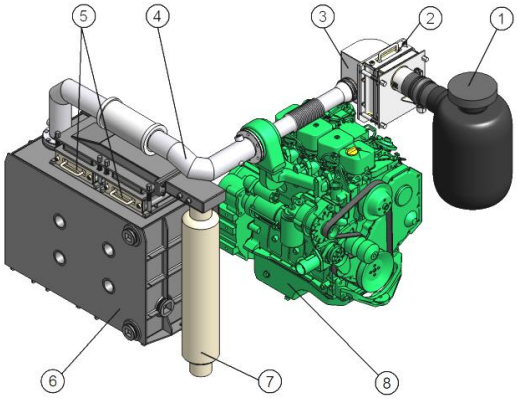


Rys. 8.1. Stanowisko do badań silników spalinowych [4]

1 – górniczy napęd spalinowy, 2 – rama stanowiska, 3 – przekładnia redukująca obroty, 4 – hamownia elektryczna, 5 – wały z przegubami Cardana



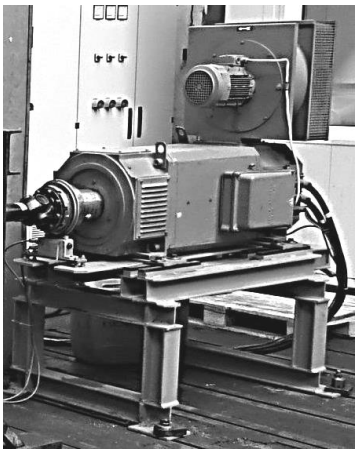
Rys. 8.2. Widok stanowiska do badań silników spalinowych [4]



Rys. 8.3. Model górniczego napędu spalinowego [4]

1 – filtr powietrza, 2 – dolotowy przerywacz płomienia, 3 – łącznik kolankowy układu dolotowego, 4 – dwupłaszczowy przewód wylotowy spalin, 5 – wylotowe przerywacze płomienia, 6 – wodna płuczka spalin, 7 – iskrochron, 8 – silnik spalinowy

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 8.4. Silnik elektryczny hamowni [4]

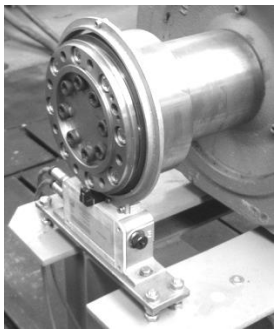
Rys. 8.5. Szafa sterująca [4]

Podstawowe parametry silnika LSK 2254 L11[4]

Tabela 8.1.

Parametr	Wartość
Napięcie zasilania	3x400 V
Maksymalna moc	223 kW (przy obrotach 1520 obr/min)
Maksymalny moment obrotowy	1400 Nm

Z silnikiem elektrycznym połączono momentomierz HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK typu T10F (rys. 8.6) o bezstykowym pomiarze momentu i prędkości obrotowej.

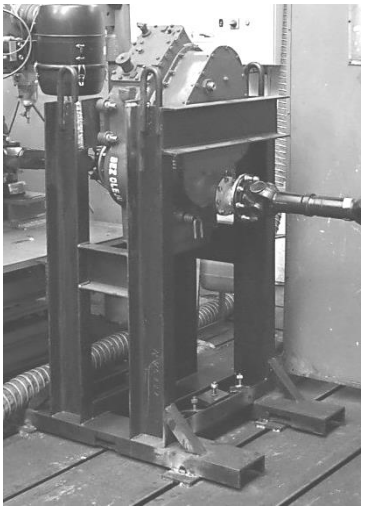


Rys. 8.6. Momentomierz zabudowany na stanowisku badawczym [4]

Mając na uwadze maksymalną prędkość obrotową silnika wynoszącą 2300 obr/min oraz maksymalną prędkość obrotową silnika elektrycznego hamowni o wartości 1520 obr/min, niezbędne było zastosowanie przekładni redukującej obroty na wejściu do hamowni elektrycznej. W tym celu zastosowano zmodyfikowaną przekładnię (skrzynię biegów) typu SB-102 (rys. 8.7), stosowaną w ładowarkach eksploatowanych w KGHM POLSKA

Open Access (CC BY-NC 4.0)

MIEDŹ S.A. oraz lokomotywach typu Lds-100K-EM i Lds-100K-EMA. Przekładnię, o przełożeniu redukującym i = 0,5797, połączono z silnikiem spalinowym oraz hamownią elektryczną wałami z przegubami Cardana.



Rys. 8.7. Zmodyfikowana przekładnia SB-102
na stanowisku badawczym [4]

8.2. Badania wpływu zabudowy ognioszczelnego układu dolotowo-wylotowego na parametry silnika

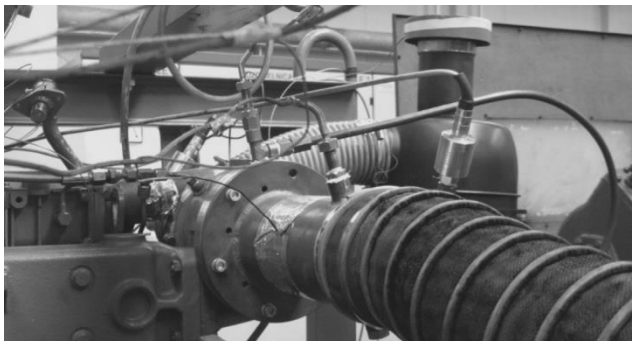
Zmontowane stanowisko badawcze (rozdz. 8.1) umożliwiło przeprowadzenie badań wpływu zabudowy ognioszczelnego układu dolotowo-wylotowego górniczego napędu spalinowego na charakterystykę uniwersalną silnika. Badania napędu przeprowadzono dla dwóch jego konfiguracji (tabela 8.2): podstawowej (silnik bez zabudowy układu - rys. 8.8) oraz pełnej (silnik z zabudowanym układem – rys. 8.9).

Konfiguracje silnika spalinowego [4, 5]

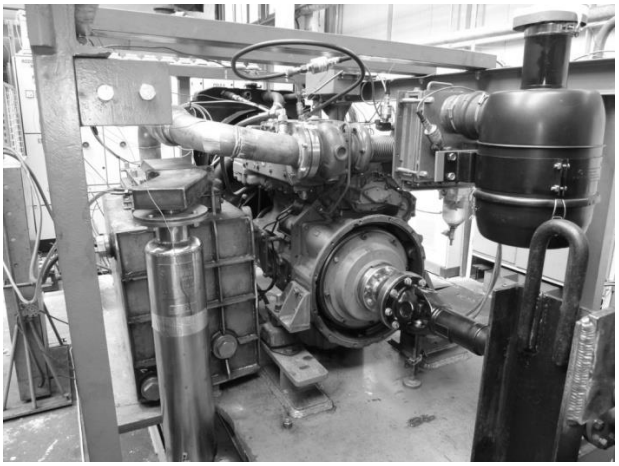
Tabela 8.2.

Nazwa konfiguracji	Opis konfiguracji	Uwagi
Konfiguracja podstawowa	1. Silnik spalinowy 2. Filtr powietrza 3. Elastyczny przewód odprowadzenia spalin	
Konfiguracja pełna	1. Silnik spalinowy 2. Filtr powietrza 3. Układ dolotowy 4. Układ wylotowy 5. Elastyczny przewód odprowadzenia spalin	Układ dolotowy kompletny. Układ wylotowy kompletny.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 8.8. Silnik w konfiguracji podstawowej [4, 5]



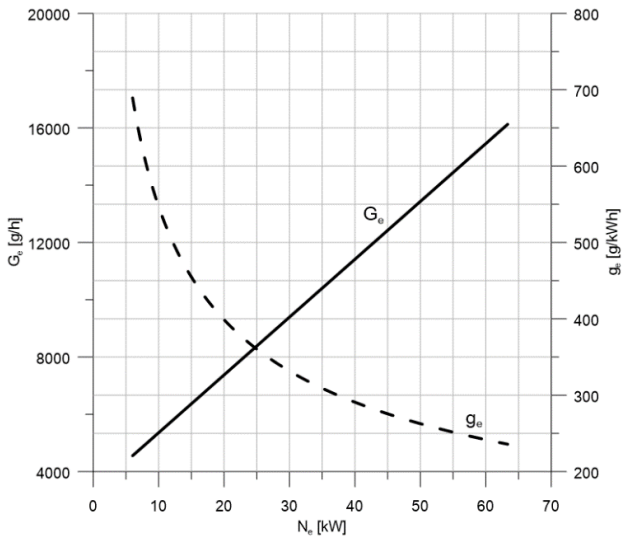
Rys. 8.9. Silnik w konfiguracji pełnej podczas badań [4, 5]

W badaniach przyjęto następujące założenia:

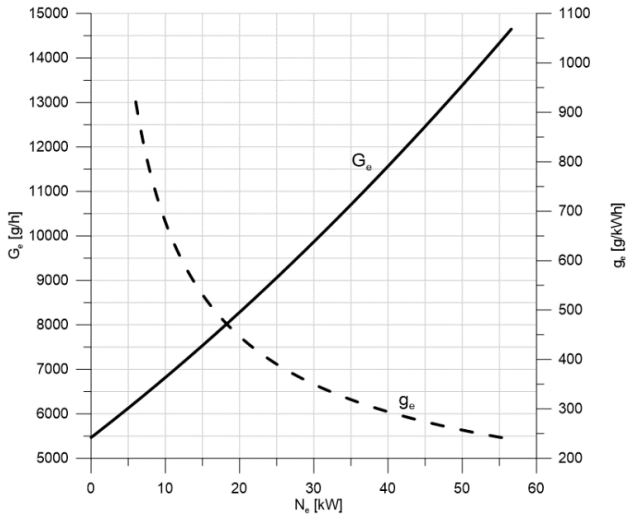
- zakres prędkości obrotowej osiąganej przez silnik co 200 obr/min, a w obszarze przegięcia charakterystyki co 100 obr/min.
- badania prowadzono począwszy od prędkości maksymalnej,
- zakres momentu obrotowego, którym obciążano silnik spalinowy, podzielono co 25 Nm, zaczynając od biegu luzem, a kończąc na maksymalnej wartości dla danej prędkości obrotowej, przy której silnik pracował stabilnie.

Na podstawie zarejestrowanej zmiany masy paliwa (w zbiorniku pomiarowym) w funkcji czasu możliwe było określenie godzinowego (G_e) oraz jednostkowego (g_e) zużycia paliwa w funkcji mocy N_e (rys. 8.10 i 8.11).

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 8.10. Godzinowe (G_e) oraz jednostkowe (g_e) zużycie paliwa - konfiguracja podstawowa [4, 5]

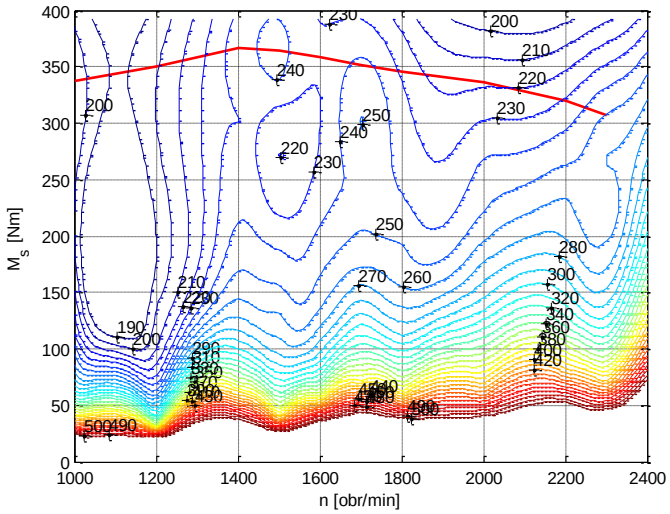


Rys. 8.11. Godzinowe (G_e) oraz jednostkowe (g_e) zużycie paliwa - konfiguracja pełna [4, 5]

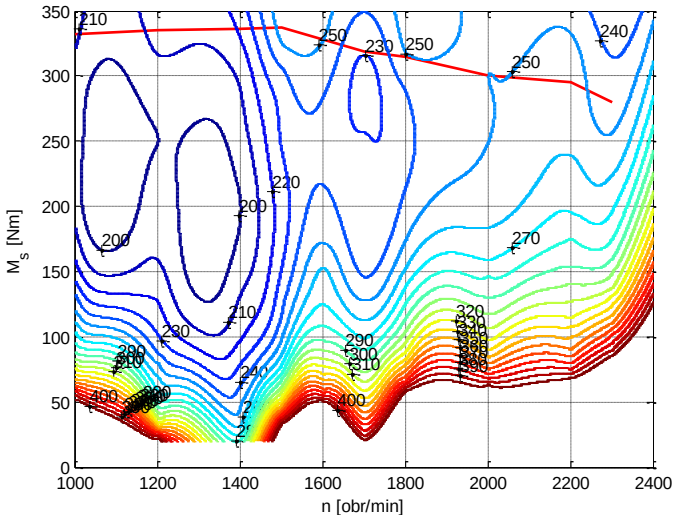
Charakterystyki funkcji zużycia paliwa – godzinowego (G_e) oraz jednostkowego (g_e) w obydwu przypadkach są podobne. Zastosowanie ognioszczelnego układu dolotowo-wylotowego, w badanym przypadku, spowodowało wzrost zużycia paliwa.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Na podstawie godzinowego oraz jednostkowego zużycia paliwa możliwe było utworzenie charakterystyk uniwersalnych silnika (rys. 8.12 i 8.13).



Rys. 8.12. Charakterystyka uniwersalna silnika - wersja podstawowa [4, 5]



Rys. 8.13. Charakterystyka uniwersalna silnika D5AT
z przeciwwybuchowym układem dolotowo-wylotowym [4, 5]

Zastosowanie ognioszczelnego układu dolotowo-wylotowego spowodowało zmniejszenie (w stosunku do wersji podstawowej) maksymalnego dostępnego momentu obrotowego o około 8,5% w całym zakresie prędkości obrotowej silnika.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

8.3. Badania wpływu zabudowy ognioszczelnego układu dolotowo–wylotowego na jakość spalin

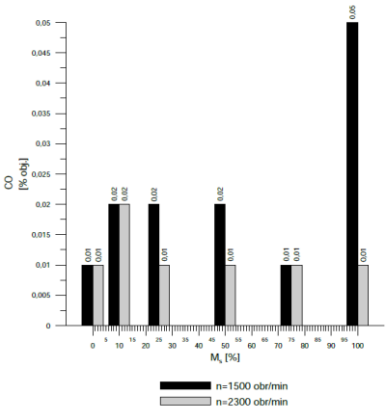
W związku z wymaganiami dla górniczych napędów spalinowych przeznaczonych do eksploatacji w podziemnych wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem (rozdz. 2), w ramach badań wpływu zabudowy ognioszczelnego układu dolotowo-wylotowego na jakość spalin, dokonano pomiarów stężenia następujących składników w spalinach:

- tlenu (O_2),
- dwutlenku węgla (CO_2),
- tlenku węgla (CO),
- tlenku azotu (NO),
- węglowodoru (HC),
- sadzy (zaczernienie filtra).

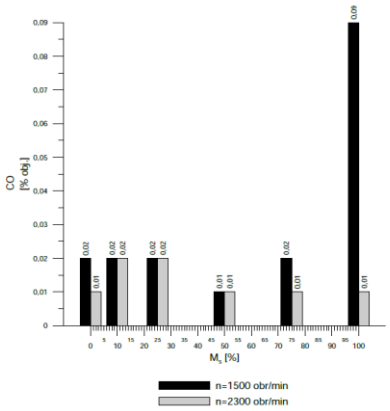
Badania przeprowadzono dla wybranych punktów pracy silnika:

- prędkość obrotowa silnika n = 1500 obr/min (prędkość, przy której silnik rozwija maksymalny moment obrotowy [6]),
- prędkość obrotowa silnika n = 2300 obr/min (prędkość, przy której silnik rozwija moc maksymalną [6]).

Przeprowadzono je dla dwóch konfiguracji silnika (tabela 8.2 - rozdz. 8.2) tj. bez zabudowy oraz z zabudową ognioszczelnego układu dolotowo-wylotowego. Na wykresach (rys. 8.14 - 8.19) przedstawiono zmianę ilości wybranych substancji w spalinach w odniesieniu do badanych wariantów konfiguracyjnych silnika.

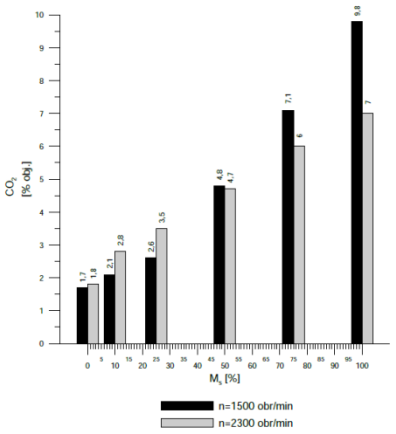


Rys. 8.14. Ilość generowanego tlenku węgla podczas badań – konfiguracja podstawowa [5]

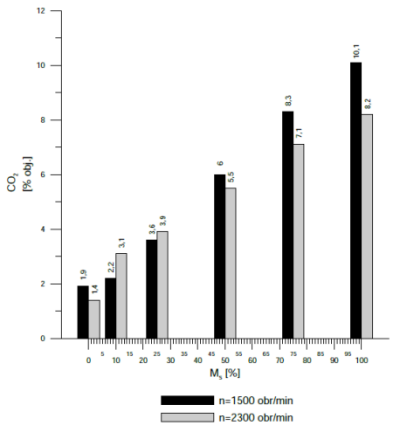


Rys. 8.15. Ilość generowanego tlenku węgla podczas badań – konfiguracja pełna [5]

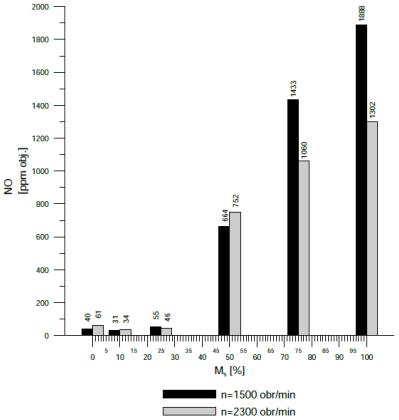
Open Access (CC BY-NC 4.0)



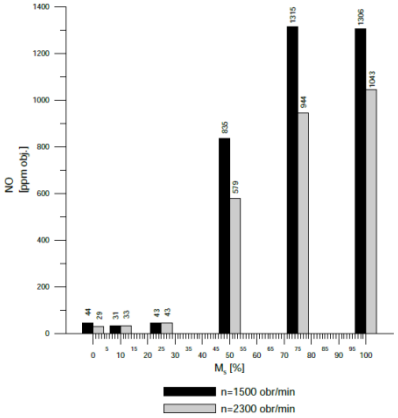
Rys. 8.16. Ilość generowanego dwutlenku węgla podczas badań – konfiguracja podstawowa [5]



Rys. 8.17. Ilość generowanego dwutlenku węgla podczas badań – konfiguracja pełna [5]



Rys. 8.18. Ilość generowanego tlenku azotu podczas badań – konfiguracja podstawowa [5]



Rys. 8.19. Ilość generowanego węglowodoru podczas badań – konfiguracja pełna [5]

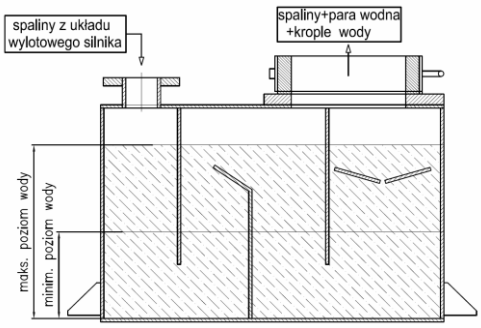
Wyniki uzyskane podczas badania składu spalin obydwu konfiguracji badawczych są do siebie zbliżone w ujęciu jakościowym - można zaobserwować podobny charakter zmienności udziału poszczególnych składników w spalinach w zależności od obciążenia. Z analizy ilościowej wynika wzrost stężenia generowanych składników w spalinach dla konfiguracji z ognioszczelnym układem dolotowo-wylotowym, zwłaszcza przy pełnym obciążeniu silnika. Przykładowo, w badanym przypadku ilość generowanego tlenku azotu wzrosła maksymalnie o 44%.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

8.4. Doskonalenie rozwiązań chłodzenia spalin w napędach górniczych

Jednym z kryterialnych warunków zastosowania napędów spalinowych w podziemnych wyrobiskach kopalń węgla kamiennego potencjalnie zagrożonych wybuchem jest zapewnienie temperatury zewnętrznych powierzchni napędu poniżej 150ºC, a także wymaganej temperatury spalin opuszczających układ wylotowy. Z tego względu w górniczych napędach spalinowych stosuje się chłodzenie spalin oraz zewnętrznych powierzchni układu wylotowego. Co do zasady, w aktualnie oferowanych maszynach, stosuje się wysokoprężne silniki spalinowe z fabrycznie wykonanym kolektorem wylotowym spalin oraz turbosprężarką chłodzoną cieczą z obiegu silnika.

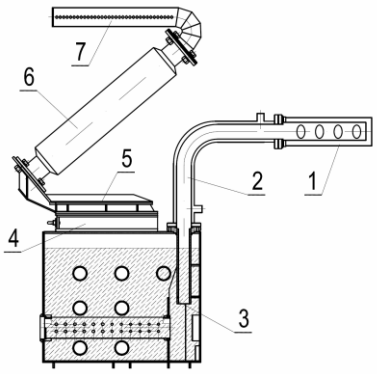
W pierwszych rozwiązaniach opracowanych w ITG KOMAG stosowano wodną płuczkę spalin oraz jednopunktowy wtrysk wody bezpośrednio do przewodu odprowadzającego spaliny (rozdz. 3.2 - rys. 3.25). Wtryskiwana woda miała na celu obniżenie temperatury spalin oraz przewodu odprowadzającego je. Dodatkowo uzupełniała poziom wody w płuczce wodnej, w której spaliny były chłodzone, a także wypłukiwała z nich sadzę. Ze względu na zanieczyszczenie sadzą, po każdej zmianie roboczej woda w płuczce podlegała wymianie, a wylotowe przerywacze płomieni – oczyszczeniu. Rozwiązanie takie zastosowano w lokomotywach Lds-100 (rozdz. 3.2) oraz w pierwszym egzemplarzu lokomotywy (ciągnika) Lps-90 do kolejek podwieszonych (rozdz. 4.2). Ponieważ jednopunktowy wtrysk wody do przewodu odprowadzającego spaliny nie dawał oczekiwanych efektów, zastosowano wtrysk wody za pomocą wkładki inżektorowej (rozdz. 4.2 - rys. 4.22 i 4.33). Prosta konstrukcja skrzyni płuczkowej powodowała, że spaliny zwłaszcza przy wysokich prędkościach obrotowych silnika spalinowego, pomimo zabudowanego przerywacza płomieni, powodowały nadmierne wyrzucanie wody z płuczki. Z tego względu zastosowano system przegród. Na rysunku 8.20 przedstawiono schemat płuczki wodnej spalin, zastosowanej w lokomotywach Lds-100, Lds-100M oraz ciągnikach Lps-90 do kolejek podwieszonych.



Rys. 8.20. Schemat płuczki wodnej [7]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

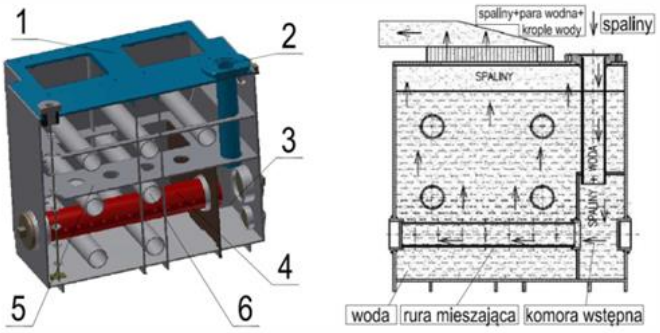
W ciągnikach PIOMA CS 80 (i kolejnych rozwiązaniach Piomy), a także w lokomotywach Lds-100KEM-A zrezygnowano z bezpośredniego wtrysku wody do przewodu odprowadzającego spaliny na rzecz chłodzenia przewodu wylotowego spalin (tzw. płaszcz wodny). Schemat układu wylotowego z przewodem chłodzonym płaszczem wodnym przedstawiono na rysunku 8.21.



Rys. 8.21. Schemat układu wylotowego z przewodem chłodzonym płaszczem wodnym [7]

1 – kolektor wylotowy silnika, 2- dwupłaszczowy przewód wylotu spalin, 3 – płuczka wodna spalin, 4 – wylotowy przerywacz płomienia, 5 – kolektor zbiorczy, 6 – iskrochron, 7 – rozrzedzacz spalin

W celu ograniczenia wyrzucania wody z płuczki, w ITG KOMAG opracowano zmodyfikowane rozwiązanie, polegające na wprowadzeniu do jej konstrukcji rury mieszającej (rys. 8.22), dzielącej strumień spalin na mniejsze fragmenty (pęcherzyki) [7].



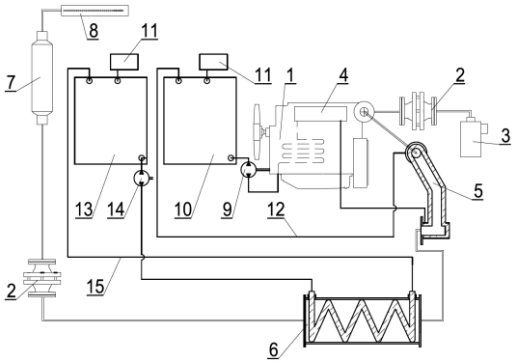
Rys. 8.22. Płuczka wodna z rurą mieszającą [7]

1 – korpus płuczki, 2 – wylot spalin, 3 – komora wstępna, 4 – rura mieszająca, 5 – blacha odbijająca, 6 – rura wzmacniająca

Wzrost mocy silników spalinowych stosowanych w górniczych napędach spalinowych powyżej wartości 100 kW stał się przyczyną opracowania

Open Access (CC BY-NC 4.0)

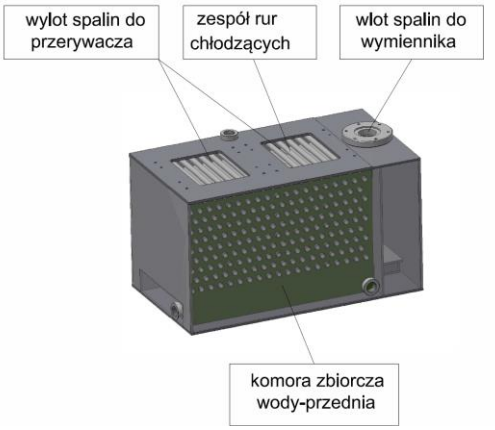
„suchych” wymienników ciepła. Okazało się, że przy tak dużych mocach, zastosowanie dotychczasowych rozwiązań (z wodną płuczką spalin) jest nieskuteczne. Schemat układu z suchym wymiennikiem ciepła przedstawiono na rysunku 8.23. Zasada działania opiera się na przekazywaniu ciepła spalin do wody chłodzącej, krążącej w zespole rur wypełniających komorę wymiennika. W tym rozwiązaniu niezbędne było zastosowanie oddzielnego układu chłodzącego (np. rys. 4.62). Zaletą suchego wymiennika ciepła spalin jest brak konieczności uzupełniania wody chłodzącej w płuczce, natomiast wadą przekazanie części mocy silnika spalinowego do napędu pompy oraz wentylatora w dodatkowym układzie chłodzenia.



Rys. 8.23. Spalinowy napęd górniczy z suchym wymiennikiem ciepła [7]

1 – silnik spalinowy, 2 – przerywacz płomieni, 3 – filtr powietrza, 4 – kolektor wylotowy silnika, 5 – przewód wylotu spalin, 6 – suchy wymiennik ciepła, 7 – łapacz iskier, 8 – rozrzedzacz spalin, 9 – pompa wody silnika, 10 – chłodnica wody silnika, 11 – zbiornik wyrównawczy, 12 – zespół przewodów, 13 – chłodnica układu chłodzenia spalin, 14 – pompa wody układu chłodzenia spalin, 15 – zespół przewodów układu chłodzenia spalin

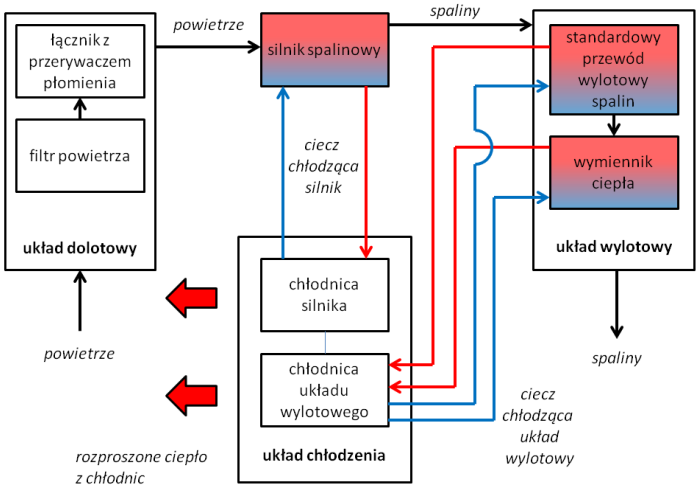
Model opracowanego w ITG KOMAG suchego wymiennika ciepła pokazano na rysunku 8.24.



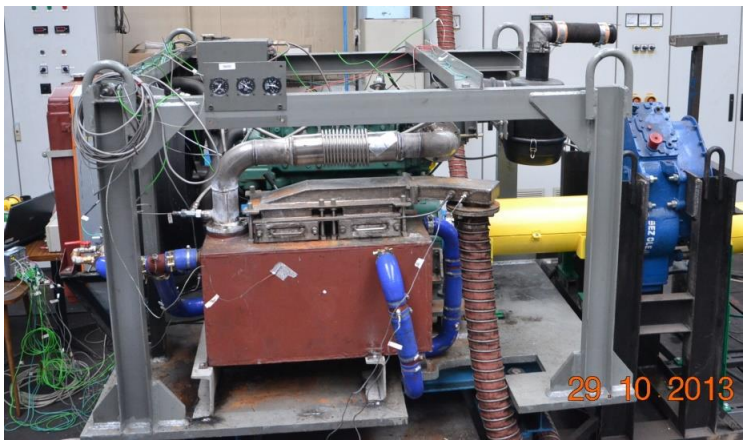
Rys. 8.24. Model suchego wymiennika ciepła [7]

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Wykonany egzemplarz doświadczalny poddano badaniom na stanowisku opisanym w rozdziale 8.1. Na rysunku 8.25 przedstawiono schemat badanego napędu spalinowego, a na rysunku 8.26 widok suchego wymiennika ciepła zabudowanego na stanowisku badawczym.



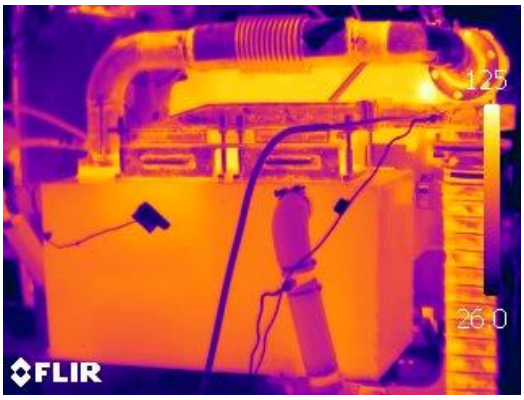
Rys. 8.25. Schemat konfiguracji badanego napędu spalinowego [8]



Rys. 8.26. Suchy wymiennik ciepła zabudowany na stanowisku badawczym [8]

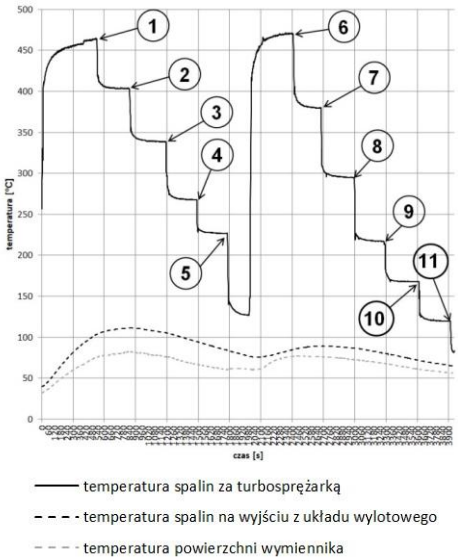
W trakcie badań dokonywano zarówno pomiarów wartości temperatury w wybranych miejscach napędu spalinowego, jak również rejestracji wartości i rozkładu temperatury kamerą termowizyjną. Przykładowy termogram przedstawiono na rysunku 8.27.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 8.27. Strefy temperaturowe układu wylotowego [8]

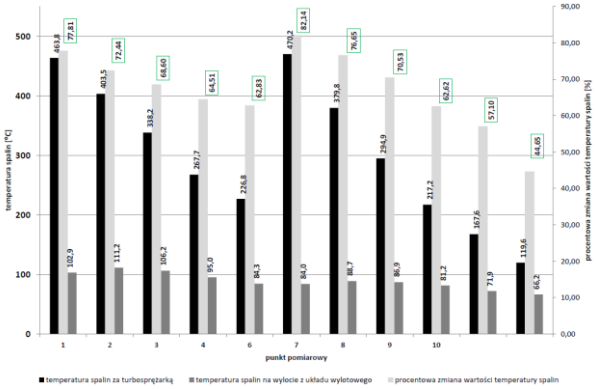
Na rysunku 8.28 przedstawiono wykresy temperatury spalin za turbosprężarką oraz temperatury spalin na wyjściu z układu wylotowego.



Rys. 8.28. Temperatura spalin na wyjściu z turbosprężarki i na wyjściu z układu wylotowego oraz temperatura powierzchni zewnętrznej wymiennika (w wybranym punkcie) [8]

Na rysunku 8.29 przedstawiono wykres ilustrujący procentową zmianę wartości temperatury spalin na odcinku: turbosprężarka - wylot spalin.

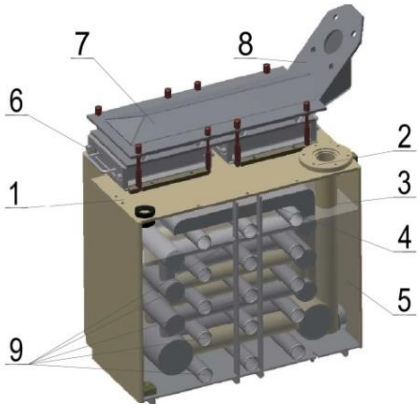
Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 8.29. Intensywność schładzania spalin [8]

W trakcie badań, w żadnym przypadku nie stwierdzono przekroczenia temperatury powyżej 150°C. Krytyczne miejsca, o najwyższych wartościach temperatury, to obszar przerywaczy płomieni oraz kołnierz przyłączeniowy do turbosprężarki. Zaobserwowane wyższe wartości temperatury w stosunku do układu wylotowego wyposażonego w płuczkę wodną, wynikały z faktu, iż w suchym wymienniku ciepła nie dochodzi do powstawania fazy gazowej i jej mieszania z fazą ciekłą, jak to ma miejsce w wodnej płuczce spalin.

W ITG KOMAG opracowano również rozwiązanie łączące zalety płuczki mokrej i suchego wymiennika ciepła. W urządzeniu o nazwie bezciśnieniowy wymiennik ciepła (rys. 8.30), spaliny poprowadzono w układzie rur zanurzonych w kąpieli wodnej, oddając część ciepła wodzie i wywołując jej parowanie.



Rys. 8.30. Model bezciśnieniowego wymiennika ciepła [7]

1 – skrzynia wymiennika, 2 – przyłącze rury wylotu spalin z silnika, 3 – rura wylotu spalin, 4 – labirynt rur chłodzących, 5 – woda, 6 – przerywacz płomieni, 7 – kolektor zbiorczy, 8 – łącznik iskrochronu, 9 – rury wzmacniające

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Wylot spalin z układu rur umieszczony jest nad powierzchnią wody, gdzie spaliny łączą się z parą wodną i uchodzą do przewodu wylotowego. W trakcie przepływu przez przewód wylotowy następuje schładzanie spalin. Intensywność chłodzenia spalin jest porównywalna z intensywnością chłodzenia wodnej płuczki spalin, ale w tym przypadku unika się zjawiska wyrzucania kropel wody z płuczki [7].

Doświadczalny egzemplarz bezciśnieniowego wymiennika ciepła poddano badaniom na stanowisku opisanym w rozdziale 8.1. Na potrzeby badań wykonano labirynt rur chłodzących w dwóch wersjach tj. z rurami o średnicy 44,5 mm i o średnicy 22 mm. Badania polegały na pomiarze i rejestracji temperatur w wybranych miejscach układu wylotowego dla określonych punktów pracy napędu (moment obrotowy i obroty silnika) [9]. W tabeli 8.3 zestawiono wykaz punktów pomiarowych.

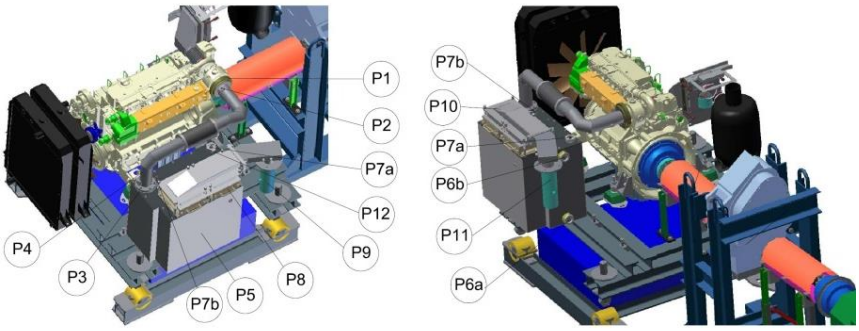
Wykaz punktów pomiarowych temperatury i poziomu wody chłodzącej [9]

Tabela 8.3.

Oznaczenie	Opis	Mocowanie
P1	Temperatura w strumieniu spalin wypływających z turbosprężarki	gniazdo M12x1,5
P2	Temperatura powierzchni przewodu wylotowego za turbosprężarką	gniazdo M12x1,5
P3	Temperatura w strumieniu spalin wpływających do wymiennika	gniazdo M8
P4	Temperatura powierzchni przewodu wylotowego przed wymiennikiem	czujnik klejony
P5 i 5a	Temperatura powierzchni zewnętrznej skrzyni wymiennika	czujnik klejony
P6a i P6b	Temperatura wody w skrzyni wymiennika	2 gniazda M12x1,5
P7a **P7b**	Temperatura mieszaniny spalin i pary wodnej na wylocie z wymiennika	2 gniazda M12x1,5
P8a i P8b	Powierzchnia czołowa przerywaczy płomienia	czujnik klejony
P9	Temperatura powierzchni iskrochronu (jeżeli jest)	czujnik klejony
P10	Temperatura powierzchni kolektora zbiorczego (za przerywaczami)	czujnik klejony
P11	Temperatura powierzchni rury wylotowej	czujnik klejony
P12	Temperatura spalin na wylocie	gniazdo M12x1,5

Na rysunku 8.31 zobrazowano rozmieszczenie punktów pomiarowych w badanym obiekcie, natomiast w tabeli 8.4 zestawiono wartości zadanych parametrów w punktach pracy napędu spalinowego w trakcie badań.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 8.31. Miejsca zabudowy czujników temperatury [9]

Wykaz punktów pracy napędu spalinowego [9]

Tabela 8.4.

Punkt pracy	Prędkość obrotowa [1/min]	Moment obrotowy [Nm]	Obciążenie silnika [kW]	Czas pracy [min]
M1	wolne obroty (800)	-	-	30
M2	1500	191	30	50
M3	1500	287	45	25
M4	1500	350	55	30
M5	1500	363	57	30
M6	1500	350	55	25
M7	1500	287	45	25

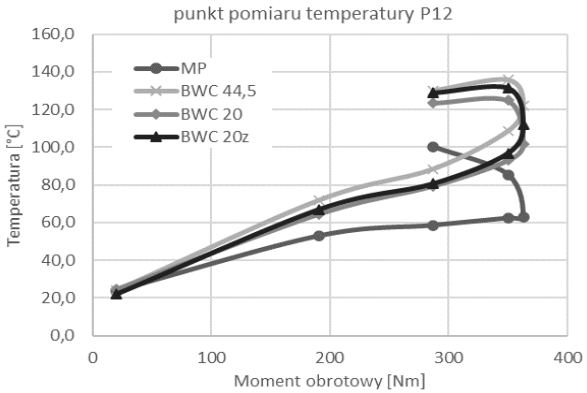
W trakcie badań zasymulowano również sytuację częściowego zatkania przepływu spalin w rurach chłodzących.

W celu określenia skuteczności działania bezciśnieniowego wymiennika ciepła przeprowadzono badania porównawcze pracy wodnej płuczki spalin i suchego wymiennika ciepła dla tych samych punktów pracy. Na wykresie przedstawionym na rysunku 8.32 pokazano przykładowe wyniki pomiarów maksymalnej temperatury dla różnych punktów pracy napędu, w punkcie P12 (wylot spalin).

Badania bezciśnieniowego wymiennika ciepła (BWC) potwierdziły sprawność jego działania w zakresie schładzania spalin silnika spalinowego o mocy maksymalnej 81 kW. Intensywność schładzania jest niższa niż w przypadku mokrej płuczki spalin, jednak dużą korzyścią nowej konstrukcji jest likwidacja zjawiska wyrzucania wody w trakcie pracy silnika spalinowego oraz znaczne ograniczenie jej zużycia. Na większą wydajność mokrej płuczki spalin (MP) w przeprowadzonych badaniach, miał wpływ również fakt, iż badany wymiennik MP miał większą objętość od wymiennika BWC -

Open Access (CC BY-NC 4.0)

początkowa ilość wody w wymienniku MP była około 1,37 razy większa niż w wymienniku BWC.



Rys. 8.32. Maksymalne temperatury w poszczególnych punktach pracy silnika w miejscu wylotu spalin (P 12) [9]

Podczas ponad trzygodzinnego cyklu pracy, z obciążeniem silnika większym od 50% maksymalnego momentu obrotowego, w każdym rodzaju badanego wymiennika, miało miejsce schłodzenie spalin do temperatury o wartości poniżej 150°C [9].

W trakcie badań zauważono, że temperatura powierzchni zewnętrznych skrzyni wymiennika BWC jest wyższa od temperatury skrzyni mokrej płuczki spalin. Temperatura powierzchni wymiennika BWC, co prawda miejscowo przekroczyła dozwolone 150°C, jednak należy mieć na uwadze fakt, iż badano rozwiązanie doświadczalne. Współczynnik przenikalności cieplnej materiału zastosowanego w badanym wymienniku BWC wynosił około 50 w stosunku do wartości około 10 dla wymiennika MP, co również przełożyło się na wartość temperatury powierzchni [9].

Podczas typowej pracy urządzeń mobilnych wyposażonych w górniczy napęd spalinowy zastosowany podczas badań, cykl obciążenia w praktyce nigdy nie występuje. Stąd można uznać, że wymiennik BWC nawet w badanej postaci będzie w stanie spełnić wymagania odnośnie maksymalnej temperatury powierzchni 150°C [9].

Po około trzech godzinach badań (pracy ciągłej silnika) mokra płuczka spalin (MP) została prawie całkowicie opróżniona z wody, natomiast wymiennik BWC po prawie czterech godzinach pracy został opróżniony w około 60%. Intensywność chłodzenia wymiennika BWC można zwiększyć przez wprowadzenie dodatkowego zewnętrznego układu schładzania [9].

Open Access (CC BY-NC 4.0)

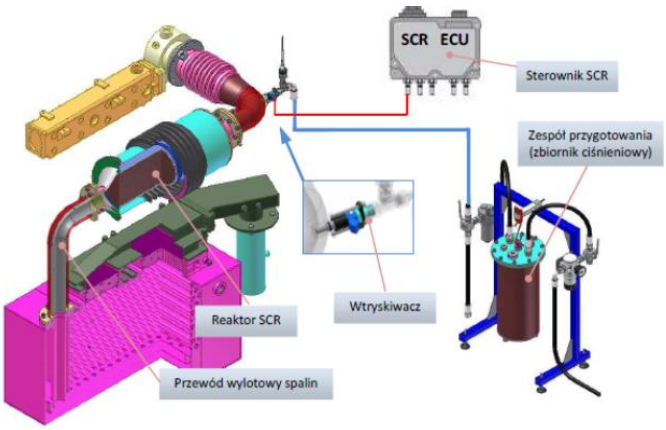
8.5. Badania układu selektywnej redukcji katalitycznej zabudowanego na silniku spalinowym budowy przeciwwybuchowej

Emisja do atmosfery tlenków azotu (NO_x) zawartych w spalinach stanowi istotne zagrożenie dla środowiska naturalnego, a w szczególności dla załóg górniczych przebywających w otoczeniu pracującego pod ziemią napędu spalinowego. Obecnie najbardziej skuteczną metodą zmniejszania stężenia tlenków azotu w spalinach silników o zapłonie samoczynnym jest selektywna redukcja katalityczna (SCR).

Redukcja tlenków azotu (NO_x) metodą SCR jest tzw. pozaukładową metodą obróbki spalin (Aftertreatment System). Oznacza to, że redukcja NO_x nie wpływa na procesy spalania zachodzące w silniku, natomiast informacje o procesie spalania wykorzystywane są do zapewnienia prawidłowej pracy systemu obróbki spalin. Powyższe umożliwiło prowadzenie adaptacji systemu SCR do górniczego napędu spalinowego (rys. 8.3), ingerując jedynie w obręb ognioszczelnego układu wylotowego.

Górniczy napęd spalinowy (rys. 8.3), na potrzeby badań systemu SCR, rozbudowano o następujące podzespoły (rys. 8.33):

- zespół reaktora SCR z płaszczem wodnym,
- zespół przygotowania reagenta,
- zespół wtrysku reagenta wraz ze sterowaniem.



Rys. 8.33. Podzespoły układu wylotowego z układem selektywnej redukcji katalitycznej [10]

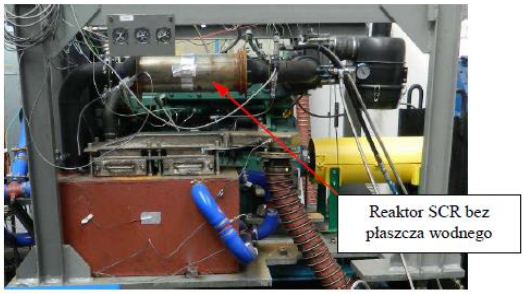
Jednym z najważniejszych wymagań, stanowiącym istotne ograniczenie w stosowaniu silników spalinowych do napędu maszyn górniczych pracujących w wyrobiskach zagrożonych potencjalnie wybuchem, jest warunek zachowania

Open Access (CC BY-NC 4.0)

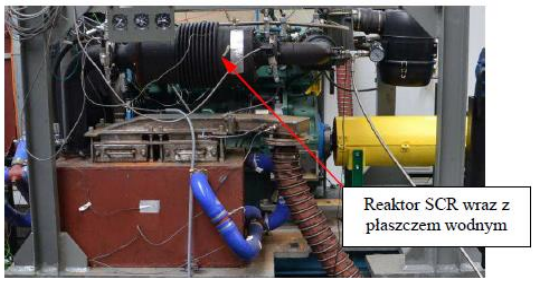
maksymalnej temperatury powierzchni zewnętrznych napędu, która nie może przekroczyć 150ºC (rozdz. 2). Jest on szczególnie istotny w odniesieniu do reaktorów katalitycznych wchodzących w skład systemów redukcji tlenków azotu, które w trakcie pracy osiągają temperaturę przekraczającą tę wartość.

Badania stanowiskowe wykonano w następujących wariantach:

- Wariant A – obejmował badania stanowiskowe górniczego napędu spalinowego wraz ze zmodyfikowanym układem wylotowym, w którym zastosowano system selektywnej redukcji katalitycznej (bez płaszcza wodnego) oraz system chłodzenia spalin na końcu układu wylotowego (rys. 8.34),
- Wariant B – obejmował badania stanowiskowe górniczego napędu spalinowego wraz ze zmodyfikowanym układem wylotowym, w którym zastosowano system selektywnej redukcji katalitycznej, system chłodzenia spalin na końcu układu oraz zabezpieczenie temperaturowe powierzchni przewodu i reaktora obiegiem chłodzenia silnika (Bs) lub obiegiem wymiennika ciepła (Bw) (rys. 8.35).



Rys. 8.34. Układ wylotowy – wariant A [11]

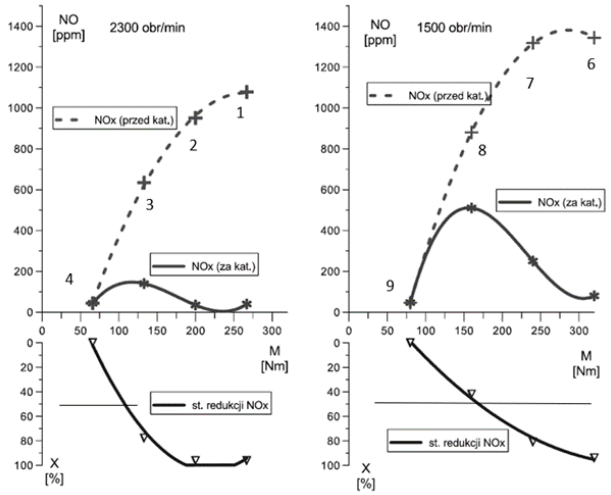


Rys. 8.35. Układ wylotowy – wariant B [11]

Na rysunku 8.36 przedstawiono stężenie tlenków azotu mierzone w układzie wylotu spalin przed i za reaktorem katalitycznym w trakcie badań według założonego wariantu A, w którym zgodnie z założeniami nie przewidywano chłodzenia oraz zabezpieczenia temperaturowego układu wylotowego płaszczem wodnym. W większości punktów cyklu badawczego

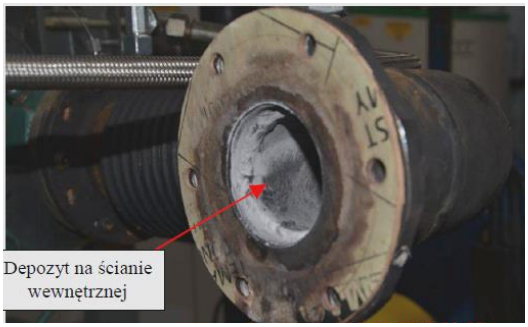
Open Access (CC BY-NC 4.0)

(cykl badawczy składał się z 11 punktów charakterystycznych pracy silnika opisanych momentem obrotowym i prędkością obrotową) stopień redukcji tlenków azotu (NO_x) wynosił powyżej 50%. Porównując wyniki można zauważyć, że zwiększenie prędkości obrotowej oraz obciążenia silnika skutkuje bardziej efektywną pracą reaktora katalitycznego.



Rys. 8.36. Stężenie tlenków azotu oraz stopień ich redukcji dla układu wylotowego, w którym nie zastosowano płaszcza wodnego (wariant A) [11]

Po zakończeniu cyklu badawczego przeprowadzono demontaż układu wylotowego. Zaobserwowano, że ścianka wewnętrzna przewodu na odcinku wtryskiwacz reagenta - reaktor katalityczny była pokryta stałymi depozytami o konsystencji proszku, który stosunkowo łatwo można było usunąć (rys. 8.37).

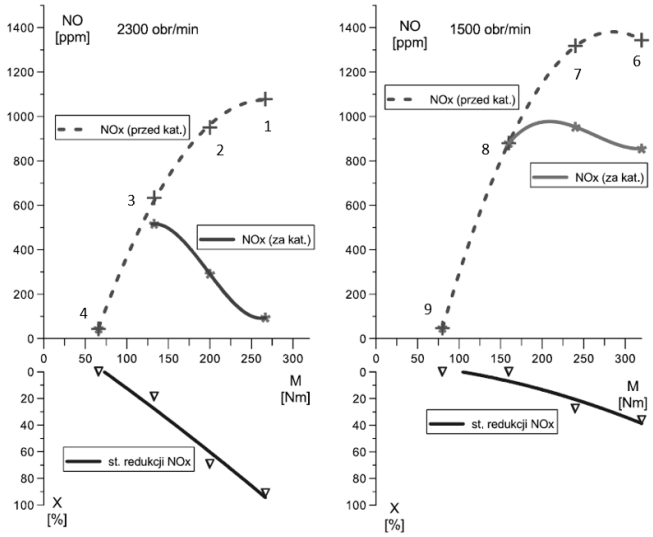


Rys. 8.37. Ścianka wewnętrzna po próbach bez płaszcza wodnego [11]

Na rysunku 8.38 przedstawiono stężenie tlenków azotu (NO_x) przed i za reaktorem katalitycznym w trakcie badań według założonego wariantu Bs, w którym układ wylotowy był chłodzony czynnikiem z układu chłodzenia

Open Access (CC BY-NC 4.0)

silnika. Z uwagi na fakt, że w trakcie badań w wariancie Bw (chłodzenie obiegiem wymiennika ciepła) nie zaobserwowano istotnych zmian w stopniu redukcji NO_x przyjęto wartości uzyskane w wariancie Bs jako reprezentatywne dla obydwu wariantów. Redukcja NO_x powyżej 50% (69% - 91%) miała miejsce tylko w punktach 1 i 2 przyjętego cyklu badawczego. W przypadku prędkości obrotowej silnika spalinowego wynoszącej 1500 obr/min stopień redukcji NO_x w punktach 6 i 7 mieścił się w zakresie 28 - 36%. Dozowanie reagenta (AdBlue) w punktach 4 i 8 cyklu badawczego nie powodowało zmian we wskazaniach analizatora spalin. Otrzymane wyniki świadczą o możliwości uzyskania pożądanego efektu redukcji tylko podczas pracy silnika z dużym obciążeniem, gdy występuje duża wartość stężenia tlenków azotu w spalinach i jednocześnie dostateczna wartość temperatury spalin do zachodzenia procesu redukcji.

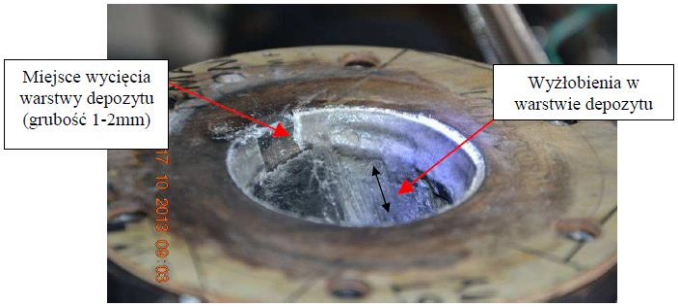


Rys. 8.38. Stężenie tlenków azotu oraz stopień ich redukcji dla układu wylotowego z chłodzonym przewodem wylotowym czynnikiem z układu chłodzenia silnika (Wariant Bs) [11]

Po przeprowadzeniu badań zdemontowano elementy układu wylotowego. Ściana wewnętrzna przewodu na odcinku od umieszczenia wtryskiwacza reagenta do reaktora katalitycznego była pokryta warstwą depozytów, która miała szklistą powierzchnię o grubości od 1 do 2 mm. Forma osadzonego depozytu na powierzchni przewodu ukształtowana była strumieniem spalin. Wyraźnie zauważalne były miejscami wyżłobienia oraz nacieki (rysunki 8.39 i 8.40). Depozyty osadzały się na ściankach przewodu głównie podczas pracy silnika z małym obciążeniem, kiedy zarówno wartość strumienia

Open Access (CC BY-NC 4.0)

przepływających gazów, jak i jego temperatura miały małą wartość. Podczas pracy silnika z dużym obciążeniem warstwa depozytów znikała.

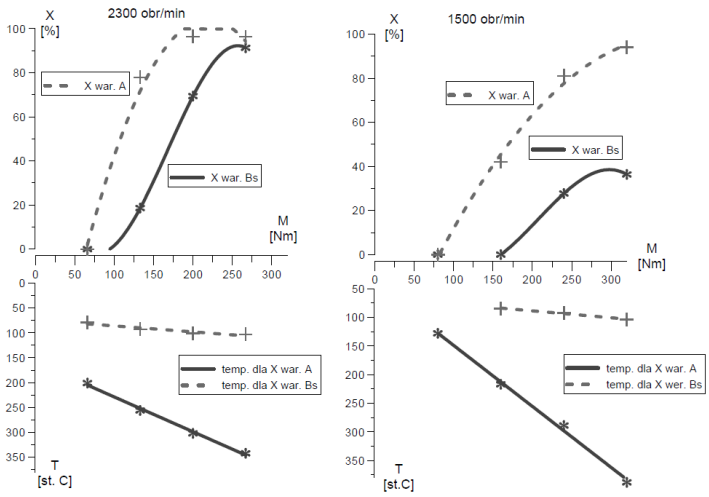


Rys. 8.39. Ścianka wewnętrzna po próbach z chłodzonym przewodem wylotowym (przewód) [11]

Rys. 8.40. Ścianka wewnętrzna po próbach z chłodzonym przewodem wylotowym (wejście do reaktora) [11]

Na rysunku 8.41 przedstawiono zbiorcze wyniki badania konwersji tlenków azotu w układzie wylotowym badanego silnika dla rozpatrywanych wariantów A, Bs. Dolna część wykresu odpowiada temperaturze powierzchni wewnętrznej przewodu wylotowego w początkowej części układu wylotowego. W wariancie A określono ją jako temperaturę powierzchni zewnętrznej przewodu wylotowego, natomiast w wariancie B jest to temperatura czynnika chłodzącego na wyjściu z układu wylotowego. W przypadku obecności płaszcza wodnego zauważano wyraźne zmniejszenie stopnia redukcji tlenków azotu. Wysoka temperatura powierzchni wewnętrznej przewodu sprzyja odparowaniu wody oraz reakcji termolizy mocznika, co miało miejsce podczas badania wariantu A. W badaniach, w wariancie Bs, w którym kanały wylotowe były intensywnie chłodzone, stopień redukcji tlenków azotu był mniejszy, a na ściankach układu odkładały się stałe depozyty. Zjawiska takie nie wystąpiły podczas dużego natężenia przepływu i dużej prędkości spalin, kiedy następuje lepsze wymieszanie rozpylonego reagenta z głównym strumieniem spalin. Reagent w mniejszej ilości dociera wówczas w obszar ochłodzonej ścianki, gdzie może ulec osadzeniu i odkładaniu się depozytów.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 8.41. Porównanie stopnia redukcji tlenków azotu w zależności od konfiguracji układu wylotowego [11]

Z przeprowadzonych badań wynika konieczność opracowania nowego rozwiązania ognioszczelnego reaktora katalitycznego SCR. Rozwiązanie powinno obejmować termoizolację pozwalającą zachować wymaganą, wysoką temperaturę (powyżej 300ºC) dla reakcji termolizy w reaktorze a jednocześnie izolować powierzchnię zewnętrzną, tak aby jej temperatura nie przekraczała wymaganej wartości tj. 150ºC.

8.6. Badania doświadczalne prototypu układu rekuperacji energii cieplnej silnika spalinowego

Obecne silniki spalinowe to urządzenia niskosprawne - tylko około 31% energii pochodzącej ze spalania paliwa przekazywana jest do układu napędowego, z czego około 4% potrzeba na pokonanie sił tarcia. Pozostała energia w postaci ciepła częściowo tracona jest w układzie chłodzenia oraz emitowana bezpośrednio do atmosfery wraz ze spalinami. Zjawisko to jest jednym z ważniejszych czynników mobilizujących projektantów do opracowywania, a następnie implementowania innowacyjnych rozwiązań technicznych umożliwiających odzysk części traconej energii i przetworzenie jej na np. energię elektryczną, którą można wykorzystać do zasilania wybranych modułów w pojazdach. Pobranie i przetworzenie (rekuperacja) odpadowej energii cieplnej na energię elektryczną prowadzi do poprawy warunków pracy silnika, odciąża układ chłodzenia oraz zmniejsza zapotrzebowanie na paliwo. W związku z tym w Instytucie KOMAG podjęto pracę zmierzającą do opracowania rekuperatora energii umożliwiającego odzyskanie i przetworzenie energii cieplnej silnika spalinowego na energię elektryczną [12].

Open Access (CC BY-NC 4.0)

W pierwszym etapie realizacji pracy została opracowana koncepcja rekuperatora oparta na bazie ogniw PELTIERA. Urządzenia te nominalnie działają jak pompa ciepła, która po podaniu napięcia skutecznie odprowadza ciepło ze strony „zimnej" na stronę „gorącą". Efekt PELTIERA jest odwrotnością zjawiska Seebecka, dlatego ogniwo PELTIERA można wykorzystać także jako źródło energii elektrycznej. Po zapewnieniu odpowiedniej różnicy temperatur po obu stronach ogniwa, następuje bezpośrednia zamiana energii cieplnej na elektryczną. Im większa różnica temperatur, tym uzyskiwane efekty są lepsze. Jednak zarówno napięcie, jak i moc uzyskana z pojedynczego termoogniwa są niewielkie, dlatego aby uzyskać zadowalające ilości energii należy połączyć wiele termoogniw w baterię (równolegle - zwiększając ich wydajność prądową lub szeregowo - zwiększając generowane napięcie).

Założeniem, opracowanej w KOMAG-u koncepcji było wykorzystanie płaskiego rdzenia w postaci komory, przez którą przechodzą spaliny z silnika. Na podstawie wyników badań symulacyjnych i laboratoryjnych wykonano prototyp rekuperatora (rys. 8.42), w którym zastosowano dwa typy termoogniw o różnej budowie, w celu przetestowania żywotności i wydajności poszczególnych rozwiązań. Z jednej strony rekuperatora zainstalowano 54 termoogniwa o wymiarach 40x40 mm (TEC1-1), natomiast z drugiej strony 24 termoogniwa o wymiarach 60x60 mm (TEC1-3). Termoogniwa zostały połączone szeregowo w baterie, a w skrzynce przyłączeniowej poszczególne baterie połączono równolegle, instalując diody zabezpieczające przed zmianą kierunku przepływu prądu. Dodatkowo zabudowano wskaźniki świetlne, umożliwiające diagnostykę poszczególnych baterii termoogniw.

Kolektor spalin wykonano ze stali nierdzewnej, natomiast płyty bazowe do montażu termoogniw oraz chłodnice z miedzi (w celu zwiększenia skuteczności rozprowadzania i odprowadzania ciepła).

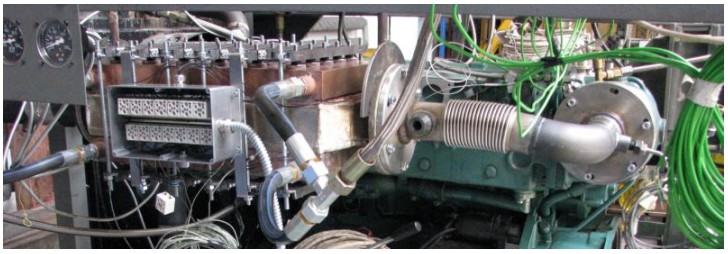
Rys. 8.42. Prototyp rekuperatora [12]

Badania rekuperatora miały na celu określenie jego maksymalnej wydajności w warunkach zbliżonych do rzeczywistych. Podobnie jak

Open Access (CC BY-NC 4.0)

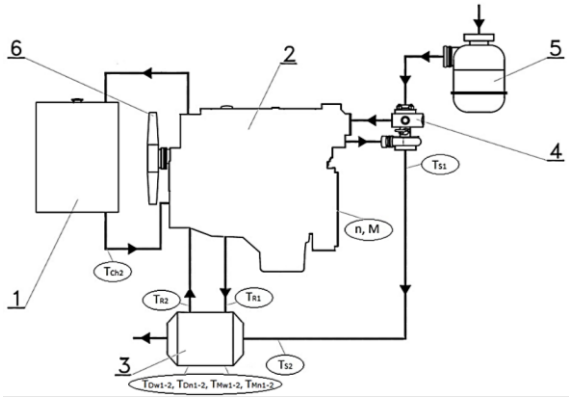
w przypadku badań laboratoryjnych pojedynczych termoogniw, w celu wyznaczenia maksymalnej generowanej mocy konieczne było wyznaczenie parametrów elektrycznych rekuperatora w postaci zależności U = f(t), I = f(t), P = f(t), P = f(ΔT) (gdzie: U – napięcie, I – natężenie prądu, t – czas, P – moc, ΔT – różnica temperatur po obu stronach termoogniw) oraz wyznaczenie czasu nagrzewania rekuperatora do osiągnięcia pełnej wydajności przy maksymalnym obciążeniu silnika spalinowego.

Prototyp rekuperatora zainstalowano na stanowisku przedstawionym w rozdziale 8.1. Urządzenie zabudowano w układzie wydechowym silnika, za turbosprężarką, w miejsce kolektora wylotowego, z wykorzystaniem kątowego łącznika z kompensatorem (rys. 8.43). Spaliny wydostające się z silnika ogrzewały kolektor rekuperatora i jednocześnie miedziane płyty, na których umieszczono termoogniwa. Chłodnicę rekuperatora podłączono do istniejącego układu chłodzenia w obiegu z chłodnicą oleju. Rozwiązanie to nie wymagało zastosowania dodatkowej pompy tłoczącej ciecz chłodzącą, co byłoby konieczne w przypadku bezpośredniego połączenia z chłodnicą silnika.



Rys. 8.43. Widok rekuperatora zainstalowanego na stanowisku badawczym [12]

Miejsca pomiaru temperatur, obrotów oraz momentu osiąganego przez silnik spalinowy przedstawiono na rysunku 8.44.



Rys. 8.44. Schemat stanowiska badawczego [13]

1 - chłodnica, 2 - silnik spalinowy, 3 - rekuperator, 4 - turbosprężarka, 5 - filtr powietrza, 6 – wentylator

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Rejestracja podczas badań takich parametrów, jak:

- moment obrotowy silnika [M] i prędkość obrotowa silnika, n,
- temperatura wody na wylocie chłodnicy, T_{Ch},
- temperatura spalin na wylocie z turbosprężarki, T_{S1},
- temperatura spalin na wlocie rekuperatora, T_{S2},
- temperatury wody na wlocie i wylocie chłodnic rekuperatora, T_{R1},T_{R2},
- temperatury powierzchni rdzenia rekuperatora - pod termoogniwami, T_{Mw1},T_{Dw1}, T_{Mw2},T_{Dw2},
- temperatury powierzchni chłodnic rekuperatora, T_{Mn1},T_{Dn1}, T_{Mn2},T_{Dn2},
- napięcia generowane przez termoogniwa, U_M,U_D,
- natężenia prądów płynących przez termoogniwa, I_M,I_D,

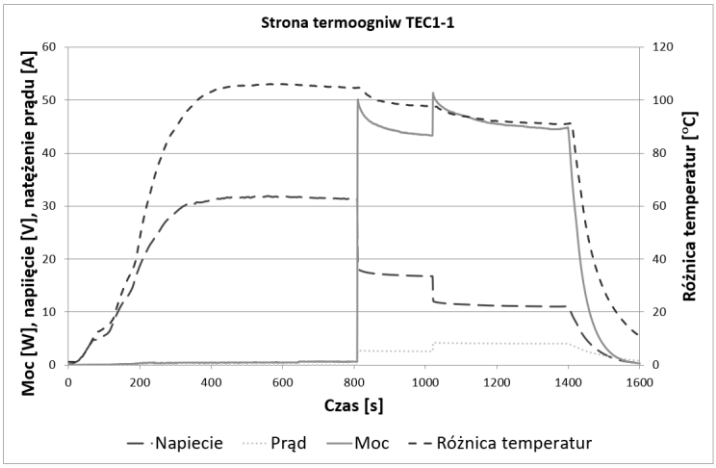
umożliwiła osiągnięcie założonych celów prowadzonych badań.

Po zamontowaniu rekuperatora, w układzie wylotowym silnika spalinowego podłączono do układu pomiarowego ogniwa termoelektryczne oraz czujniki temperatury. Stopniowo zwiększano obciążenie i obroty silnika, w celu uzyskania wysokiej temperatury spalin, nagrzewających kolektor rekuperatora. Celem tych działań była stabilizacja temperatur powierzchni „gorącej" rekuperatora w maksymalnym możliwym do uzyskania (w danych warunkach) zakresie. Jednocześnie druga powierzchnia termoogniw chłodzona była z wykorzystaniem dodatkowego obiegu chłodzenia silnika spalinowego. Uzyskano różnicę temperatur o wartości około 100°C. Ustabilizowanie różnicy temperatur w maksymalnym możliwym do uzyskania w danych warunkach zakresie, pozwoliło na podłączenie do układu elektrycznego rekuperatora obciążenia, w postaci żarników halogenowych (rys. 8.45) o napięciu 12 V i mocy 35 W każdy. Po włączeniu żarników do układu elektrycznego możliwa była rejestracja parametrów umożliwiających wyznaczenie generowanej mocy elektrycznej.

Rys. 8.45. Widok żarników halogenowych podłączonych do działającego rekuperatora [12]

Na rysunku 8.46 zaprezentowano zarejestrowane podczas badań wartości napięcia i natężenia prądu oraz mocy termoogniw TEC1-1, a także różnice temperatur w funkcji czasu. Wartość napięcia uzyskiwana z baterii połączonych ze sobą termoogniw rosła proporcjonalnie do różnicy temperatur uzyskiwanych po obu stronach termoogniw.

Open Access (CC BY-NC 4.0)



Rys. 8.46. Wyniki uzyskane podczas badań termoogniwa TEC1-1 [12]

Stopniowe podłączanie kolejnych żarników halogenowych skutkowało wzrostem wartości natężenia prądu płynącego przez termoogniwa i jednoczesnym spadkiem napięcia. Wartość mocy uzyskiwana z termoogniw zmienia się na wykresie, w zależności od liczby podłączonych żarników halogenowych. Maksymalną generowaną wartość mocy uzyskano przy spadku napięcia uzyskiwanego bez obciążenia o 50%. Czas rozgrzewania rekuperatora do uzyskania maksymalnej wydajności podczas badań wyniósł około 8 minut. Przeprowadzono również próby z podłączonym obciążeniem od początku badania (dwa żarniki halogenowe o mocy 35 W każdy, połączone szeregowo, w celu podłączenia do napięcia o wartości 24 V). Wartości parametrów elektrycznych rekuperatora ustabilizowały się po około 8 minutach, osiągając moc 34 W.

Przeprowadzone badania rekuperatora umożliwiły określenie maksymalnej generowanej wartości mocy, która w warunkach badawczych wyniosła około 50 W. Podczas prób przeprowadzonych na stanowisku do badania silników spalinowych nie uzyskano jednak tak dużej różnicy temperatur, jak podczas badań laboratoryjnych pojedynczych termoogniw. Generowana moc termoogniw głównie zależy od różnicy temperatur – im większa różnica, tym większa uzyskana moc. Wyniki uzyskane w warunkach badawczych kompletnego rekuperatora, związane były z ograniczeniami wynikającymi z odprowadzaniem ciepła przez ścianki kolektora spalin, który wykonany został ze stali nierdzewnej. Chłodnice, które wykonane zostały z miedzi w zdecydowanie większym stopniu ochładzają powierzchnię termoogniw niż rdzeń rekuperatora je ogrzewa. Rozwiązaniem jest wykonanie kolektora ze zwykłej stali węglowej, której przewodność cieplna jest ponad dwukrotnie wyższa niż w przypadku stali nierdzewnej. Ponadto utrudnieniem był nierównomierny rozkład temperatury na

Open Access (CC BY-NC 4.0)

powierzchniach kolektora – im dalej od wlotu spalin, tym niższa była temperatura powierzchni zewnętrznej.

Zrealizowane prace były pilotażowymi na drodze opracowania przemysłowego rozwiązania układu rekuperacji energii cieplnej silnika spalinowego.

Literatura

[1] Pieczora E., Dobrzaniecki P., Kaczmarczyk K., Suffner H.: Rozwój dołowych maszyn transportowych z napędem spalinowym. Maszyny Górnicze, 2016 nr 2.

[2] Pieczora E., Suffner H.: Rozwój napędów dołowych kolejek podwieszonych. Maszyny Górnicze, 2017 nr 3.

[3] Pieczora E., Tokarczyk J.: Development of mine underground transportation with use of suspended MONORAILs. Mining - Informatics, Automation and Electrical Engineering, 2017 nr 4.

[4] Dobrzaniecki P.: Modelowanie charakterystyk trakcyjnych napędów na przykładzie pojazdów górnictwa węglowego. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 2012.

[5] Mężyk A., Dobrzaniecki P.: Kształtowanie cech eksploatacyjnych górniczych pojazdów szynowych. Prace Naukowe - Monografie KOMAG nr 39, Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2012.

[6] Dokumentacja techniczna silnika DA5T (udostępniona przez Biuro Techniczno-Handlowe FAST Warszawa).

[7] Suffner H.: Chłodzenie spalin w górniczych napędach spalinowych dla kopalń węgla kamiennego. Maszyny Górnicze, 2018 nr 3.

[8] Dobrzaniecki P. i in.: Badania stanowiskowe górniczego wymiennika ciepła. ITG KOMAG. Gliwice 2013 (niepublikowane).

[9] Suffner H., Lesiak K.: Bench tests of BWC pressure free heat exchanger - part 1. In: IMTech 2019, Innovative Mining Technologies, Scientific and Technical Conference, Szczyrk, Poland, 25-27 March 2019.

[10] Kojtych A.: Zastosowanie selektywnej redukcji NOx amoniakiem (NH3-SCR) do pojazdów napędzanych silnikiem z zapłonem samoczynnym. MOTROL 2004 nr 6.

[11] Kaczmarczyk K., Brzeżański M.: Problemy ekologiczne silników spalinowych eksploatowanych w wyrobiskach podziemnych węgla kamiennego. Prace Naukowe - Monografie KOMAG nr 46, ITG

Open Access (CC BY-NC 4.0)

KOMAG. Gliwice 2015. ISBN 978-83-60708-87-3.

[12] Świder J., Woszczyński M.: Zastosowanie układu rekuperacji energii w silniku spalinowym maszyny górniczej. Prace Naukowe - Monografie KOMAG nr 43, ITG KOMAG, Gliwice 2014. ISBN 978-83-60708-82-8

[13] Świder J., Woszczyński M.: Use of the System for Energy Recuperation and Control in Diesel Machines. Machine Dynamics Research 2014, Vol. 38, No 1.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Maszyny transportowe z napędem spalinowym do kopalń węgla kamiennego

Streszczenie

Monografia dedykowana jest inżynierom, którzy w swej działalności zawodowej zajmują się zagadnieniami transportu dołowego, a także pracownikom naukowym i studentom uczelni technicznych na kierunkach obejmujących maszyny górnicze oraz zagadnienia napędów spalinowych. Zawarty w monografii zakres wiedzy może być również przydatny osobom dokumentującym rozwój mechanizacji górnictwa.

W monografii przedstawiono zrealizowane w Polsce prace badawczo-rozwojowe obejmujące dołowe maszyny transportowe z napędem spalinowym, przeznaczone do eksploatacji w podziemnych wyrobiskach potencjalnie zagrożonych wybuchem, ze szczególnym uwzględnieniem prac zrealizowanych w KOMAG-u. Prace te zaprezentowano na tle rozwiązań zagranicznych tego typu urządzeń eksploatowanych w polskich kopalniach.

Zastosowanie maszyn transportowych z napędem spalinowym w podziemnych wyrobiskach górniczych potencjalnie zagrożonych wybuchem wymagało uregulowań prawnych, które przedstawiono w sposób retrospektywny w rozdziale drugim.

W kolejnych dwóch rozdziałach opisano prace zrealizowane w kraju oraz za granicą, ze szczególnym uwzględnieniem prac badawczo-rozwojowych wykonanych w KOMAG-u, w zakresie lokomotyw spalinowych do kopalnianej kolei podziemnej oraz kolejek podwieszonych z napędem spalinowym.

W rozdziale piątym przedstawiono prace Instytutu Techniki Górniczej KOMAG, zrealizowane wraz z partnerami przemysłowymi, dotyczące ciągników spalinowych do kolejek spągowych, w rezultacie których powstało oryginalne rozwiązanie dwunapędowej maszyny przeznaczonej do transportu ładunków bezpośrednio od podszybia do docelowego miejsca przeznaczenia w wyrobiskach ścianowych. Zaprezentowano także kolejki spągowe z napędem spalinowym producentów krajowych i zagranicznych.

W kolejnym rozdziale opisano próby wdrożenia w polskich kopalniach samojezdnych wozów oponowych, przeznaczonych zarówno do odstawy urobku z drążonych chodników, jak i do transportu kompletnych sekcji obudowy zmechanizowanej.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Wykorzystując zaawansowane metody symulacji komputerowej zarówno w procesach badawczo-rozwojowych, jak i podczas eksploatacji maszyn, w ITG KOMAG opracowano komputerowe narzędzia wspomagające projektantów i użytkowników dołowych maszyn transportowych, które opisano w rozdziale siódmym.

W ostatnim ósmym rozdziale przedstawiono rezultaty prac naukowych i badawczych, prowadzonych na bazie zbudowanego w 2007 r. w KOMAG-u stanowiska do badań górniczych napędów spalinowych.

Open Access (CC BY-NC 4.0)

Diesel transporting machines for hard coal mines

Abstract

The monograph is dedicated to engineers who in their professional activity deal with the problems of underground transport, as well as researchers and students of technical universities in the fields of mining machinery and diesel drives. The scope of knowledge presented in the monograph may also be useful to people who document the development of mining mechanization.

The monograph presents the research and development work in Poland, covering underground diesel transporting machines, intended for use in underground workings with a potentially explosive atmosphere, with particular emphasis on the research work realised at KOMAG. These activities are presented against the background of foreign solutions of this type of equipment operating in Polish mines.

The use of diesel transporting machines in underground mine workings with a potentially explosive atmosphere required legal regulations, presented retrospectively in the second chapter.

The next two chapters describe the work realised in Poland and abroad, with particular emphasis on the R&D projects realized at KOMAG, in the field of diesel locomotives for underground mine and diesel suspended monorails.

The fifth chapter presents the KOMAG research work, realised together with the industrial partners, on diesel locomotives for floor-mounted railway. In the result, the original solution of a two-drive machine designed for transporting loads directly from the shaft bottom to the final destination in longwall workings was created.

The next chapter describes the attempts to implement self-propelled tire vehicles in the Polish mines, intended both for conveying the mined material and for transporting the complete powered roof supports.

Using advanced computer simulation methods both in the research and development processes and for the machines operation, KOMAG developed the computer tools supporting designers and users of underground transporting machines, described in chapter seven.

The last, eighth chapter presents the results of scientific and research work realised basing on the test stand for mine diesel drives built at KOMAG in 2007.

Open Access (CC BY-NC 4.0)