



Jacek Domińczuk

Modelowanie urządzeń elektromechanicznych

Ćwiczenia laboratoryjne



P
O
D
R
E
C
Z
N
I
K
I

Modelowanie urządzeń elektromechanicznych

Ćwiczenia laboratoryjne

Podręczniki – Politechnika Lubelska



POLITECHNIKA
LUBELSKA
WYDZIAŁ
MECHANICZNY

Jacek Domińczuk

Modelowanie urządzeń elektromechanicznych

Ćwiczenia laboratoryjne



POLITECHNIKA
LUBELSKA
WYDAWNICTWO

Lublin 2022

Recenzenci:

dr hab. inż. Katarzyna Antosz, prof. Politechniki Rzeszowskiej

dr hab. inż. Cezary Grabowik, prof. Politechniki Śląskiej

„Konkurs na wydanie podręcznika akademickiego lub skryptu” edycja I

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2022

ISBN: 978-83-7947-534-6

Wydawca: Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej

www.biblioteka.pollub.pl/wydawnictwa

ul. Nadbystrzycka 36C, 20-618 Lublin

tel. (81) 538-46-59

Druk: Soft Vision Mariusz Rajski

www.printone.pl

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL www.bc.pollub.pl

Książka udostępniona jest na licencji Creative Commons Uznanie autorstwa – na tych samych warunkach 4.0 Międzynarodowe (CC BY-SA 4.0)

Nakład: 50 egz.

Spis treści

Streszczenie.....	9
Abstract	10
Przedmowa	11
1. Konfiguracja przenośnika taśmowego	13
1.1. Przenośniki taśmowe.....	13
1.2. Parametry charakteryzujące przenośnik taśmowy płaski.....	18
1.3. Wykonanie ćwiczenia	20
1.3.1. Cel ćwiczenia	20
1.3.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia	20
1.3.3. Treść zadania	20
1.3.4. Sprawozdanie.....	22
2. Modelowanie napędu pneumatycznego	23
2.1. Siłownik pneumatyczny	25
2.2. Wykonanie ćwiczenia	32
2.2.1. Cel ćwiczenia	32
2.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia	32
2.2.3. Treść zadania	32
2.2.4. Sprawozdanie.....	33
3. Modelowanie układów zasilania sprężonym powietrzem	35
3.1. Przygotowanie sprężonego powietrza	35
3.2. Układ sterowania	41
3.3. Pneumatyczne elementy napędowe.....	45
3.4. Zużycie powietrza	49
3.5. Wykonanie ćwiczenia	51
3.5.1. Cel ćwiczenia	51
3.5.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.	51
3.5.3. Treść zadania	52
3.5.4. Sprawozdanie.....	52
4. Modelowanie napędu portalowego	53
4.1. Czynniki wpływające na dobór jednostki liniowej.....	54
4.2. Prowadnice w jednostkach liniowych	55
4.3. Elementy napędowe w jednostkach liniowych	57
4.4. Wykonanie ćwiczenia	61
4.4.1. Cel ćwiczenia	61
4.4.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia	61
4.4.3. Treść zadania	61
4.4.4. Sprawozdanie.....	62

5. Modelowanie napędu wysięgnikowego	63
5.1. Budowa napędu wysięgnikowego	64
5.2. Zasady doboru napędu	68
5.3. Wykonanie ćwiczenia	72
5.3.1. Cel ćwiczenia	72
5.3.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia	72
5.3.3. Treść zadania	72
5.3.4. Sprawozdanie	73
6. Modelowanie systemów handlingowych	75
6.1. Typy robotów kartezyjskich	76
6.2. Wykonanie ćwiczenia	84
6.2.1. Cel ćwiczenia	84
6.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia	84
6.2.3. Treść zadania	84
6.2.4. Sprawozdanie	85
7. Napędy serwo – zasady doboru	87
7.1. Podstawowe parametry serwonapędów	87
7.2. Zasady doboru serwonapędów	90
7.3. Wykonanie ćwiczenia	94
7.3.1. Cel ćwiczenia	94
7.3.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia	94
7.3.3. Treść zadania	94
7.3.4. Sprawozdanie	95
8. Dobór i konfiguracja motoreduktorów	97
8.1. Warunki doboru motoreduktorów	100
8.2. Wykonanie ćwiczenia	102
8.2.1. Cel ćwiczenia	102
8.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia	102
8.2.3. Treść zadania	102
8.2.4. Sprawozdanie	104
9. Dobór elementów sprzęgających	105
9.1. Zasady doboru sprzęgieł	106
9.2. Wykonanie ćwiczenia	111
9.2.1. Cel ćwiczenia	111
9.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia	111
9.2.3. Treść zadania	111
9.2.4. Sprawozdanie	113
10. Zasady doboru wentylatorów	115
10.1. Parametry charakteryzujące wentylatory	116
10.2. Wykonanie ćwiczenia	120
10.2.1. Cel ćwiczenia	120
10.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia	120
10.2.3. Treść zadania	120
10.2.4. Sprawozdanie	121

11. Optymalizacja doboru robota przemysłowego.....	123
11.1. Parametry charakteryzujące roboty	128
11.2. Wykonanie ćwiczenia.....	130
11.2.1. Cel ćwiczenia	130
11.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia	130
11.2.3. Treść zadania	130
11.2.4. Sprawozdanie.....	131
12. Konfiguracja elementów bezpieczeństwa.....	133
12.1. Środki techniczne wpływające na bezpieczeństwo maszyn.....	135
12.2. Bariery i kurtyny świetlne.....	139
12.3. Zasady doboru kurtyn świetlnych.....	141
12.4. Wykonanie ćwiczenia.....	148
12.4.1. Cel ćwiczenia	148
12.4.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia	148
12.4.3. Treść zadania	148
12.4.4. Sprawozdanie.....	149
Bibliografia	151
Wzór sprawozdania.....	153

Modelowanie urządzeń elektromechanicznych

Streszczenie

Podręcznik jest pomocą dydaktyczną do ćwiczeń laboratoryjnych z obszaru modelowania urządzeń elektromechanicznych. Zawarto w nim opis dwunastu ćwiczeń z zakresu modelowania wybranych urządzeń najczęściej spotykanych w rozwiązaniach technicznych w obszarze automatyzacji i robotyzacji procesów wytwórczych. Tematyka zadań została dobrana w oparciu o przeprowadzoną analizę oczekiwanych kompetencji absolwentów, które są przydatne w pracy zawodowej.

Każdy z rozdziałów zawiera wprowadzenie teoretyczne w zakresie podejmowanej tematyki. Zawarte tu informacje obejmują wiadomości ogólne związane z budową, funkcjonowaniem i konfigurowaniem omawianego urządzenia elektromechanicznego. Wiadomości te mają na celu ułatwienie przygotowania się studenta do zajęć stanowiąc kompendium wiedzy niezbędnej do wykonania ćwiczenia. Każdy z rozdziałów zawiera informacje o przebiegu wykonania ćwiczenia wraz z wykazem zagadnień indywidualnie przydzielanych studentom. Zadania mają charakter problemowy. W instrukcji do wykonania ćwiczenia wskazano przykładowe narzędzia, którymi student może się posłużyć przy rozwiązywaniu zadania. Użycie wskazanego narzędzia nie jest obligatoryjne i może być zastąpione innym wybranym przez studenta lub wskazanym przez prowadzącego.

Słowa kluczowe: modelowanie, urządzenia, automatyka, projektowanie

Modelling of electromechanical devices

Abstract

This textbook is a teaching tool for laboratory classes in modelling electromechanical devices. It contains instructions for twelve practical tasks in modeling a selection of devices that are widely used as part of technological solutions in the field of automation and robotization of manufacturing processes. The tasks were selected based on an analysis of the professional skills employers look for in recent graduates.

Each chapter contains a theoretical introduction to the subject matter covered therein. It includes general information related to the design, operation and configuration of an electromechanical device discussed in the chapter. The information is intended to help students prepare for class by providing a compendium of knowledge that is necessary to perform the task. Each chapter contains instructions on how to perform the task as well as a list of problems to be solved by students on their own. All tasks are problem-based. The instructions give examples of tools that can be used to solve the tasks. The use of these tools is however optional, and each of them can be replaced by a different tool that is selected by the student or recommended by the instructor.

Keywords: modelling, devices, automatics, design

Przedmowa

Urządzenia elektromechaniczne są obecnie powszechnie stosowane w budowie maszyn. Rozwój w obszarze systemów sterowania oraz napędów sprawia, że urządzenia te znajdują coraz szersze zastosowanie. Mówiąc o urządzeniu elektromechanicznym mamy na myśli nie tylko napędy czy też mechaniczne zespoły robocze, ale również kompletne urządzenia modułowe, które można łączyć i konfigurować uzyskując wzrost ich funkcjonalności. Powszechna dostępność różnorodnych jednostek napędowych, czujników i sterowników sprawia, że inżynierowie mają możliwość samodzielnego skonfigurowania urządzenia spełniającego ich oczekiwania.

Urządzenia elektromechaniczne charakteryzują się bardzo dużą różnorodnością, która wynika z dużej ilości stosowanych rozwiązań technicznych, w tym odmian napędów, co bezpośrednio wiąże się z szerokim zakresem możliwości ich wykorzystania. Budowa wielu urządzeń mechatronicznych jest złożona. To powoduje, że poznanie ich budowy, sposobu konfiguracji w celu osiągnięcia pożądaných parametrów pracy czy sposobów sterowania, bez posiadania doświadczenia, sprawia niejednokrotnie wiele trudności. Aby ułatwić przyswojenie wiedzy z zakresu modelowania urządzeń wprowadzono zajęcia laboratoryjne z przedmiotu *Modelowanie urządzeń elektromechanicznych*.

Niniejszy podręcznik przeznaczony jest dla studentów kierunku Robotyzacja Procesów Wytwórczych jako pomoc dydaktyczna do ćwiczeń laboratoryjnych. Ćwiczenia obejmują zagadnienia związane z modelowaniem urządzeń najczęściej spotykanych w rozwiązaniach technicznych z zakresu automatyzacji i robotyzacji produkcji. Przy doborze tematów zajęć wzięto pod uwagę potrzeby z zakresu umiejętności praktycznych absolwenta, które są niezbędne w przyszłej pracy zawodowej.

Poszczególne rozdziały mają podobny układ i obejmują wiadomości ogólne związane z budową, funkcjonowaniem, konfiguracją omawianego zespołu lub urządzenia elektromechanicznego związanego z tematem ćwiczeń. W każdym z rozdziałów zawarto informacje o przebiegu wykonania ćwiczenia wraz z wykazem zagadnień indywidualnie przydzielanych studentowi. Zadania mają charakter problemowy, a wskazane w instrukcji narzędzie do jego rozwiązania jest przykładowe i może być zastąpione przez inne wskazane przez prowadzącego zajęcia lub wybrane przez studenta. Wiadomości podane w pierwszej części roz-








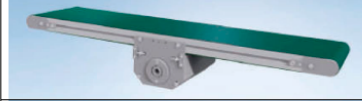


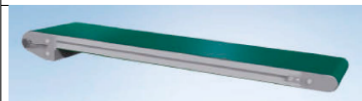
działu mają na celu ułatwienie przygotowania się do zajęć oraz mają wprowadzić w podejmowaną tematykę. Zakłada się, że sprawozdanie z zajęć laboratoryjnych student opracowuje w trakcie ich trwania. Ma ono zawierać informacje o przeprowadzonych pracach służących zamodelowaniu urządzenia spełniającego określone wymagania techniczne.

1. Konfiguracja przenośnika taśmowego

Obecnie w przedsiębiorstwach powszechnie stosowane są systemy automatycznego transportu i segregacji. Transport taki, w wielu przypadkach, może być realizowany z wykorzystaniem odpowiednio zaprojektowanych i dostosowanych przenośników taśmowych. Niejednokrotnie, w celu zapewnienia właściwej organizacji procesu transportu, przenośniki wyposażone są w sterowniki połączone z elementami pomiarowymi, które służą do zbierania informacji o przebiegu procesu z urządzeń wykonawczych. Odpowiednie połączenie elementów napędowych, układów kontroli i sterowania pozwala na zbudowanie systemu mechatronicznego, dzięki któremu dany proces wykonuje się automatycznie. Wraz z rozwojem sterowników PLC rozpoczął się dynamiczny rozwój urządzeń pomiarowych dostarczających sygnały o stanie obiektu na wejścia w urządzeniach sterowniczych [1]. Obecnie powszechnie stosowane są czujniki przemysłowe [2]. W zależności od typu i rodzaju mogą one mierzyć wybrane wielkości fizyczne. W przemyśle wykorzystuje się czujniki zbliżeniowe, temperatury czy ciśnienia. Popularne są również urządzenia badające kolor, siłę czy przemieszczenie.

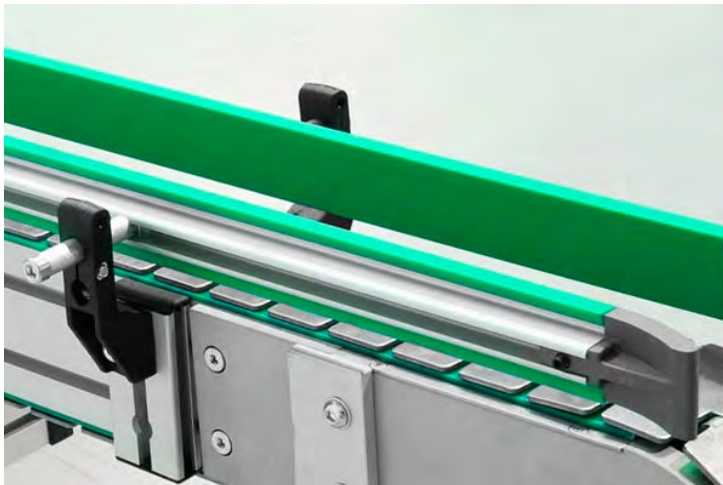
1.1. Przenośniki taśmowe

Przenośniki taśmowe (rys. 1.1) są to urządzenia przemysłowe służące do transportu różnych materiałów, mające zastosowanie w wielu gałęziach przemysłu. Podstawowym napędem przenośników taśmowych są silniki elektryczne o mocy dopasowanej do charakteru pracy urządzenia [3]. Silnik elektryczny napędza rolkę czynną, która napędza rolkę bierną za pośrednictwem taśmy. W celu zapewnienia prawidłowej pracy mechanizmu wykorzystuje się elementy napinające taśmę – w większości przypadków stosuje się napinacze mechaniczne.

Z napędzaną rolką	
	Napęd rolki bez dedykowanego silnika. Ta wersja umożliwia równoległe łączenie przenośników.
	Standardowy napęd rolki. Wersja napędu z różnymi możliwościami położenia silnika i przekładni.
	Bezpośredni napęd rolki. Kompaktowa i bezobsługowa wersja napędu z silnik montowany bezpośrednio na wale napędowym.
	Z kompaktowym napędem rolki. Wersja napędu o minimalnych rozmiarach dzięki małemu motoreduktorowi.
	Z przesuniętym napędem rolki. Dzięki przekładni zabudowanej w napędzie rolki istnieje możliwość przesunięcia miejsca mocowania napędu.
	Z bocznym wzdłużnym napędem rolki. Wersja napędu ograniczona do minimalnej wysokości z silnikiem zamontowanym na zewnątrz.
	Z bocznym poprzecznym napędem rolki. Wersja napędu zapewniająca wolną przestrzeń pod przenośnikiem.
Z napędem symetrycznym	
	Dolny napęd pasowy bez silnika. Jednostka napędowa zamontowana pod spodem przenośnika, daje możliwość łączenia przenośników do pracy równoległej.
	Dolny napęd pasowy, standardowy. Możliwość wykorzystania w zależności od potrzeb przekładni pasowej lub łańcuchowej.
	Dolny napęd pasowy, bezpośredni. Kompaktowa i bezobsługowa wersja napędu z silnik montowanym bezpośrednio na wale napędowym.
Z zintegrowanym napędem	
	Ze zintegrowanym silnikiem bębnowym. Bezobsługowa i kompaktowa wersja napędu do stosowania w ograniczonej przestrzeni montażowej.

Rys. 1.1. Przykładowe rozwiązania techniczne przenośników taśmowych [4]

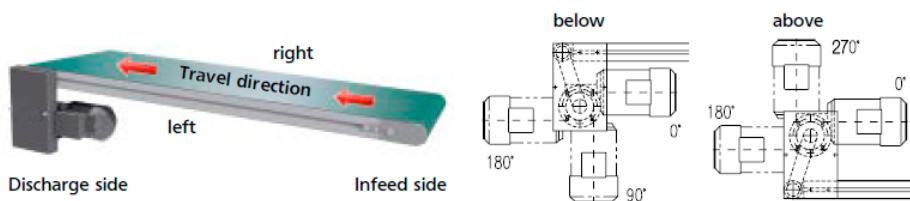
Przenośniki mogą być wyposażone w obudowy zapewniające właściwe prowadzenie ładunku (bandy – rys. 1.2). Obudowy często wykorzystywane są do montażu dodatkowych elementów służących do nadzorowania procesu transportu. Istotnym elementem przenośnika jest taśma. W większości przypadków wykonana jest z gumy lub innego elastycznego tworzywa sztucznego. W szczególnych warunkach pracy występują również taśmy wykonane ze stalowej siatki lub połączonych ze sobą segmentów. Takie rozwiązania wykorzystywane są w przypadku konieczności zapewnienia właściwej realizowalności procesu technologicznego. Taśmy mogą być również zaopatrzone w zabieraki, separatory bandy zintegrowane z taśmą (rys. 1.3) itp. Napęd przenośnika może być przyłączony bezpośrednio lub pośrednio z wykorzystaniem przekładni pasowej lub łańcuchowej. Jest to uwarunkowane założeniami przy projektowaniu, jak również potrzebą dostosowania przenośnika do określonych wymagań funkcjonalnych (rys. 1.4). Przenośniki dodatkowo mogą być zaopatrzone w inne elementy pomiarowe służące do informowania o ich stanie, takie jak np.: sygnalizatory przeciążenia bądź zerwania taśmy, zbiegania taśmy, czujniki temperatury, wagi, wykrywacze metalu, czujniki odległościowe, rozpoznające kolor oraz inne czujniki badające właściwości transportowanego materiału. Ważnym modulem przenośnika jest stelaż, na którym zamocowany jest cały mechanizm transportujący. Powinien on być wystarczająco wytrzymały, aby utrzymywać w odpowiedniej pozycji całe urządzenie. Bardzo często posiada możliwość regulacji wysokości.



Rys. 1.2. Przykładowe rozwiązania techniczne systemu prowadzenia ładunku [5]



Rys. 1.3. Przenośnik typu Z z przykładowymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi taśmy transportowej [6]



Rys. 1.4. Przykładowe rozwiązania techniczne pozycji montażu napędu [3]

Transportery mogą zostać wyposażone w różnego typu układy sterowania. Najczęściej używane są następujące ich rodzaje:

- standardowe START/STOP – w tym przypadku silnik napędowy urządzenia zabezpieczony jest wyłącznikiem silnikowym,
- z możliwością bezstopniowej regulacji prędkości – w tym przypadku silnik napędowy zasilony jest przy użyciu przemiennika częstotliwości (falownika),
- z bezstopniową regulacją prędkości i podwyższoną kategorią bezpieczeństwa – jest to układ opisany powyżej wzbogacony o moduł bezpieczeństwa,
- przeznaczone do współpracy z urządzeniami zewnętrznymi – urządzeniami tymi mogą być np. robot, wtryskarka lub podobne urządzenie. Układy sterowania tych urządzeń muszą posiadać możliwość wymiany sygnałów sterujących między sobą,

e) dedykowane do postawionego przed nim zadania – budowane są one na życzenie odbiorcy w przypadku, gdy cykl pracy transportera ma być wykonywany zgodnie z przedstawionym diagramem pracy.

Obok transporterów prostych używane są transportery skośne (rys. 1.5) oraz transportery typu Z (rys. 1.3).



Rys. 1.5. Przenośnik skośny [4]

Projektując urządzenia transportujące należy:

- określić wymiary przenośnika taśmowego,
- dobrać odpowiednie materiały konstrukcyjne na elementy nośne i prowadzące,
- dobrać silnik o odpowiedniej mocy,
- dobrać odpowiednią przekładnię,
- dobrać system napędu taśmy,
- dobrać odpowiednie czujniki do nadzoru procesu transportu,
- określić prawdopodobieństwo wystąpienia obciążenia poprzecznego taśmy przenośnika,
- zapewnić odpowiednie posadowienia konstrukcji,
- dobrać odpowiedni system sterowania,
- zapewnić ergonomiczne rozmieszczenie układów kontroli i sterowania,
- zapewnić bezpieczeństwo użytkownika urządzenia,
- dobrać odpowiednią konstrukcję rolki napędowej i rolki biernej,
- dobrać odpowiednią taśmę transportującą.

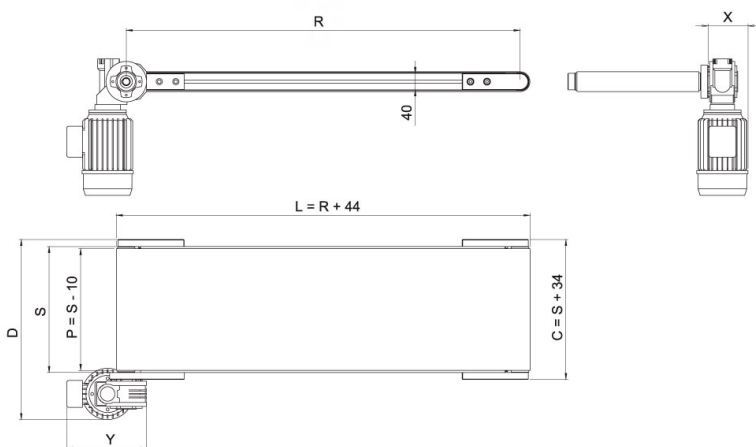
1.2. Parametry charakteryzujące przenośnik taśmowy płaski

Podczas doboru przenośnika taśmowego należy zwrócić uwagę na parametry techniczne wskazane na rys. 1.6. Należy przy tym pamiętać, że istnieje możliwość doposażenia przenośnika w bandy prowadzące, czujniki, jak i sterowniki programowalne.

ROZMIARY PRZENOŚNIKA	Całkowita długość przenośnika L: <input type="text"/> mm	Szerokość przenośnika S: <input type="text"/> mm
	Osiowa długość przenośnika R: <input type="text"/> mm	Szerokość pasa P: <input type="text"/> mm
PODSTAWA KONSTRUKCJI	W ofercie ma być ujęta podstawa? TAK <input type="checkbox"/> NIE <input type="checkbox"/>	
	Wysokość H ₁ <input type="text"/> mm Wysokość H ₂ <input type="text"/> mm Sposoby zakończenia podstawy: <input type="checkbox"/> Mocowanie kątowe <input type="checkbox"/> Regulowana stopka <input type="checkbox"/> Obrotowe koło z hamulcem <input type="checkbox"/> Obrotowe koło bez hamulca <input type="checkbox"/> Nieruchome koło	
NAPĘD	Proszę zaznaczyć miejsce montażu: Trójfazowy asynchroniczny napęd z przekładnią ślimakową	Poziomo do przenośnika <input type="checkbox"/> Poziomo od przenośnika <input type="checkbox"/> Pionowo na dole <input type="checkbox"/> Pionowo na górze (tylko 40 CD) <input type="checkbox"/>
	<input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> Lokalizacja silnika	
SZYBKOŚĆ PRZESUWU PASA	Regulacja prędkości TAK <input type="checkbox"/> NIE <input type="checkbox"/>	Przyłącze elektryczne TAK <input type="checkbox"/> NIE <input type="checkbox"/>
	V nominalna (50 Hz) <input type="text"/> m/min Tolerancja (+/-) od nominalnej prędkości (50 Hz) <input type="text"/> m/min V maksymalna (m/min) <input type="text"/>	3x230V <input type="checkbox"/> 3x400V <input type="checkbox"/> V minimalna (m/min) <input type="text"/>
Możliwość regulowania prędkości w zakresie 40 - 150% (nominalna prędkość = 100%)		
TYP NIERZEWNEJ PŁYTY POD PASEM	Typ A <input type="checkbox"/> Typ B <input type="checkbox"/> Typ C <input type="checkbox"/>	H _p <input type="text"/> mm α <input type="text"/> °
TRANSPORTOWANY MATERIAŁ	Waga jednego transportowanego elementu <input type="text"/> kg	Dodatkowe regulowane ograniczenie boczne (kierunek regulacji) Poziom i pion <input type="checkbox"/> Tylko poziom <input type="checkbox"/>
	Ilość transportowanych elementów na przenośniku <input type="text"/> szt.	
	Obciążenie przenośnika <input type="text"/> kg/m	
	Temperatura transportowanego materiału <input type="text"/> °C	
	Temperatura otoczenia <input type="text"/> °C	
Czy materiał transportowany ma ostre krawędzie? TAK <input type="checkbox"/> NIE <input type="checkbox"/>		
Czy występuje buforowanie produktu? TAK <input type="checkbox"/> NIE <input type="checkbox"/>		
TAŚMA TRANSPORTUJĄCA	Typ	gładki <input type="checkbox"/> maksymalna wysokość zabieraka = 40 mm antypoślizgowy <input type="checkbox"/> dla żywności <input type="checkbox"/> z zabierakami <input type="checkbox"/>
	Odporność chemiczna	przeciw olejom <input type="checkbox"/> inne <input type="checkbox"/>
	Wysokość zabieraka W _z <input type="text"/> mm Rozstaw zabieraków R <input type="text"/> mm	
	Specyfikacja taśmy <input type="text"/>	
DODATKOWE DANE	Ilość pracujących zmian w ciągu doby (1, 2, 3) <input type="text"/>	
	Ilość włączeń/wyłączeń w ciągu 1 godz. (maks. 400) <input type="text"/>	

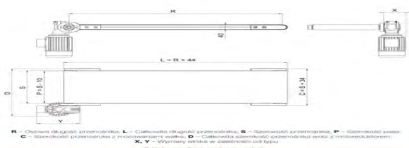
Rys. 1.6. Tabela konfiguracyjna [7]

Na rys. 1.7 przedstawiono przykładowe parametry konfiguracyjne przenośnika taśmowego.



R – Osiowa długość przenośnika; **L** – Całkowita długość przenośnika; **S** – Szerokość przenośnika; **P** – Szerokość pasa;
C – Szerokość przenośnika z mocowaniami wałków; **D** – Całkowita szerokość przenośnika wraz z motoreduktorem;
X, Y – Wymiary silnika w zależności od typu

Dokładna specyfikacja znajduje się w ofercie.



Standardowe parametry

Długość przenośnika	500 – 6 000 mm
Szerokość taśmy	40 – 600 mm
Obciążenie taśmy	10 kg/m
Typ silnika	3 x 400 V (1 x 230 V)
Szybkość przesuwu pasa*	3 – 30 m/min
Taśma transportująca	PVC, PU, filc
Temperatura pracy	10 – 80 °C
Srednica wałków	44 mm

* Możliwość regulacji prędkości w zakresie 40 –150%

Rys. 1.7. Parametry przenośnika taśmowego serii 40 [7]

1.3. Wykonanie ćwiczenia

1.3.1. Cel ćwiczenia

Nabycie umiejętności konfiguracji przenośników taśmowych

1.3.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.

W celu realizacji ćwiczenia można skorzystać z systemu eksperckiego dostępnego na stronie quickdesigner.com lub innego wskazanego przez prowadzącego zajęcia.

1.3.3. Treść zadania

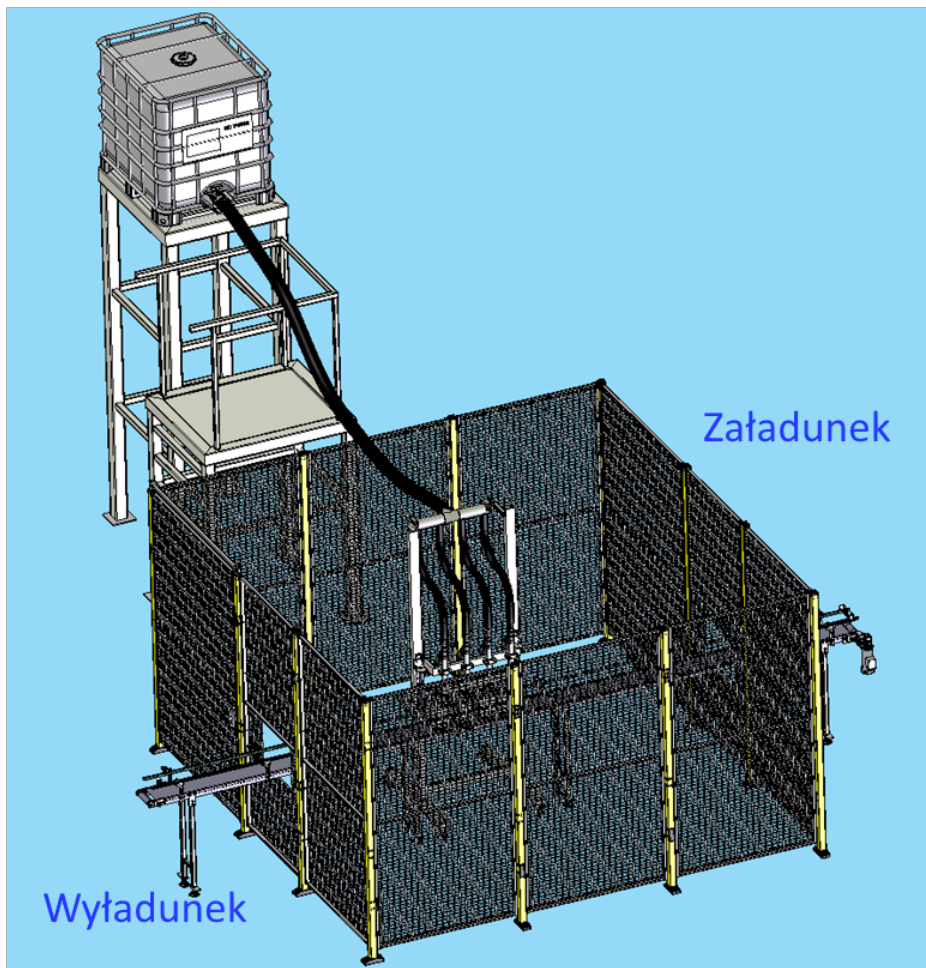
Dobierz przenośnik do niżej opisanej aplikacji.

Należy przemieścić kanistry (rys. 1.8), do miejsca automatycznego napełniania jak pokazano na rys. 1.10, a następnie do miejsca pakowania (rys. 1.9). Masa napełnionego kanistra wynosi A [kg]. Strefa buforowa przed i za maszyną napełniającą musi pomieścić X kanistrów. Wymiana pojemników musi nastąpić w ciągu 6 [s]. Wysokość transportowa 800 [mm].

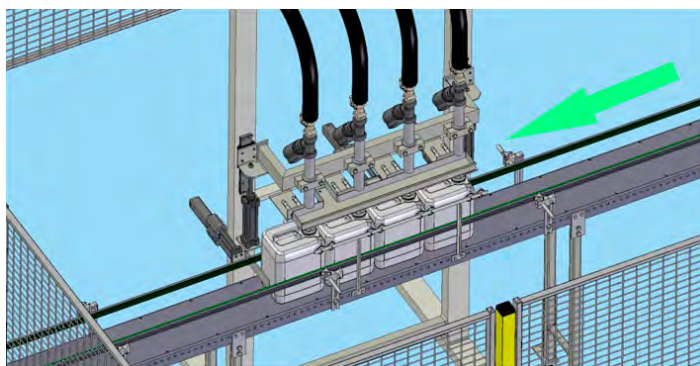
Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 1.1.



Rys. 1.8. Wymiary kanistra



Rys. 1.9. Widok stanowiska



Rys. 1.10. Widok systemu napełniania

Tabela 1.1. Wykaz parametrów

Przypadek	a	b	c	d	e	f	g	h	i
A [kg]	5,2	3,5	7	5	4,2	2,5	3,2	6,5	5,5
Przypadek	1		2		3		4		
X	12		15		10		18		

1.3.4. Sprawozdanie

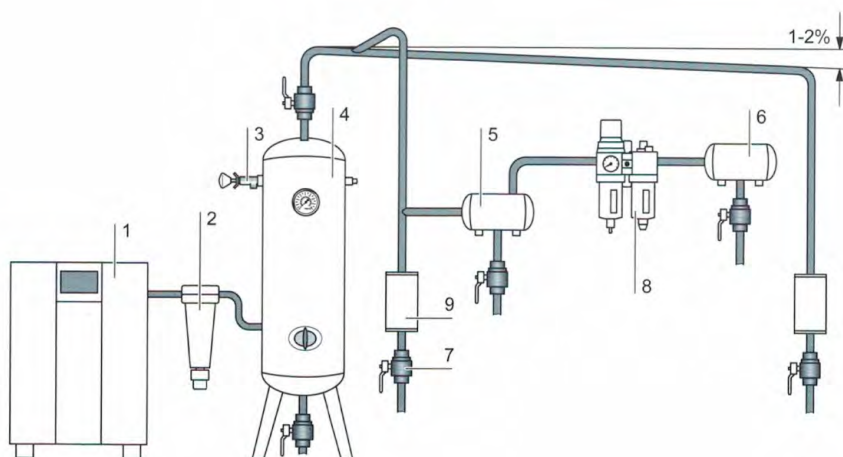
Sprawozdanie powinno zawierać:

- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy modelowania,
- 3) wnioski.

2. Modelowanie napędu pneumatycznego

Wiele procesów technologicznych nie wymaga realizacji złożonych ruchów. Również ciągły rozwój w zakresie sterowania sprawia, że wiele procesów można w dogodny sposób zautomatyzować przy wykorzystaniu pneumatycznych układów napędowych i sterujących [8]. W układach tych nośnikiem energii jest sprężone powietrze. Powietrze sprężane jest w sprężarkach i poprzez sieć sprężonego powietrza dostarczane jest do odbiorników. Pewne ograniczenie stanowi możliwość transportu powietrza na większe odległości z uwagi na spadek ciśnienia w sieci transmisyjnej. Sprężone powietrze można magazynować w zbiornikach co pozwala na sprawne działanie maszyn, które charakteryzują się znacznym chwilowym zapotrzebowaniem na energię [9].

Na rys. 2.1 przedstawiono schemat sieci sprężonego powietrza.



Rys. 2.1. Schemat układu zasilania i sieci sprężonego powietrza [10]

- Sieć sprężonego powietrza składa się z następujących podstawowych elementów:
- 1) sprężarka,
 - 2) separator wilgoci,
 - 3) zawór bezpieczeństwa,

- 4) centralny zbiornik sprężonego powietrza,
- 5) pośredni zbiornik sprężonego powietrza,
- 6) zbiornik powietrza przed maszyną technologiczną,
- 7) zawór spustowy kondensatu,
- 8) zespół przygotowania powietrza dla maszyny technologicznej,
- 9) zbiornik kondensatu.

Różnorodność zastosowań techniki sprężonego powietrza wynika przede wszystkim z zalet, do których zalicza się [9]:

- dostępność sieci sprężonego powietrza,
- ogólna dostępność elementów wykonawczych,
- prosta konstrukcja napędów wpływająca na wysoką niezawodność,
- możliwość gromadzenia sprężonego powietrza w zbiornikach,
- odporność mechanizmów na przeciążenia,
- wysoka powtarzalność pozycjonowania dla ograniczonej liczby położeń,
- odporność na warunki zewnętrzne. takie jak: wilgotność, zapylenie, temperatura, wibracje,
- możliwość pracy w środowiskach zagrożonych wybuchem,
- możliwość płynnej regulacji prędkości i siły.

Do wad napędów pneumatycznych należy zaliczyć:

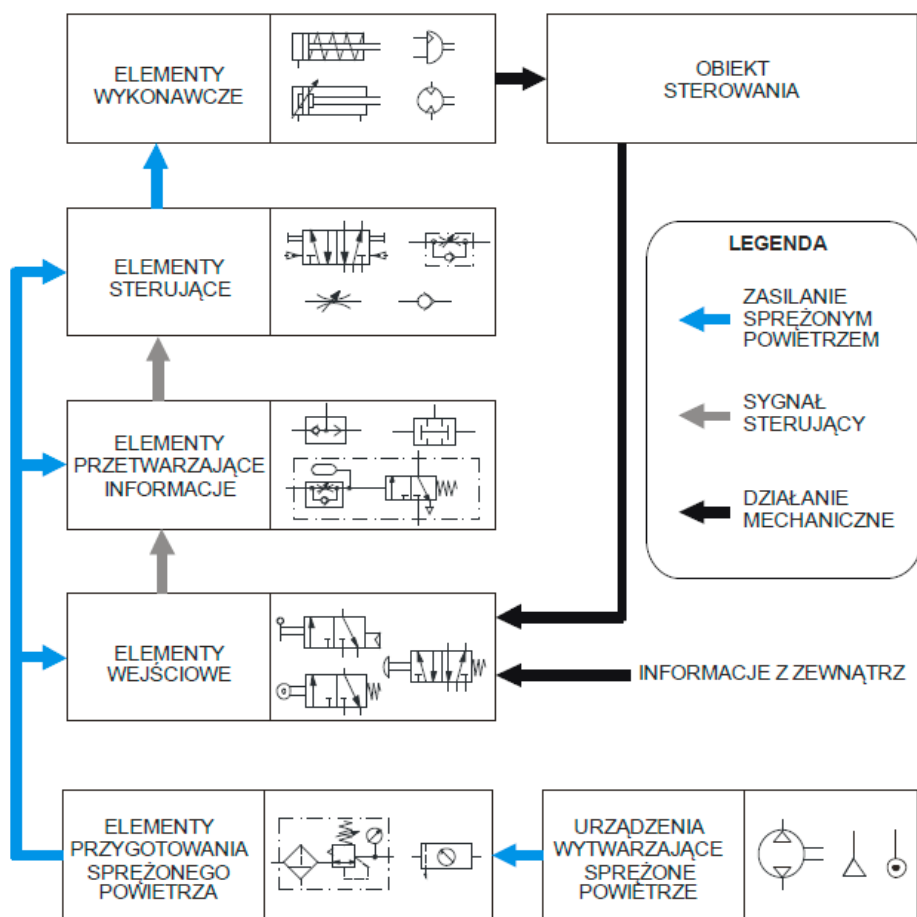
- konieczność przygotowania powietrza i jego przesyłu,
- ograniczony zakres uzyskiwanych sił,
- duża zmienność prędkości w zależności od obciążenia,
- generowanie hałasu w wyniku uwalniania powietrza do atmosfery,
- konieczność stosowania układów amortyzujących w skrajnych położeniach napędu,
- ściśliwość powietrza powodująca małą sztywność napędu, a przez to dokładność pozycjonowania,
- skłonność do drgań, zwłaszcza przy dużych prędkościach przepływu powietrza.

Jako podstawowe grupy elementów pneumatycznych układów napędu i sterowania, można wymienić [11]:

- elementy wykonawcze (siłowniki i silniki pneumatyczne);
- elementy sterujące pracą członów wykonawczych (m.in. zawory rozdzielające, zawory zwrotne, dławiące, reduktory ciśnienia);
- elementy przetwarzające informacje (zawory: logiczne rozdzielające, opóźniające, progowe, sekwencyjne, wyspy zaworowe, sterowniki pneumatyczne);
- elementy wejściowe (przyciski, dźwignie, łączniki drogowe);
- elementy przygotowania sprężonego powietrza (filtry, reduktory, smarownice, elementy kontrolne);
- elementy wytwarzania sprężonego powietrza (sprężarki, zbiorniki, osuszacze);
- elementy do magazynowania sprężonego powietrza (zbiorniki);
- przewody zasilające i sterujące.

2.1. Siłownik pneumatyczny

Na rys. 2.1 przedstawiono schemat blokowy układu pneumatycznego, z wyszczególnieniem podstawowych grup elementów pneumatyki. Wskazano na nim możliwe wzajemne oddziaływanie i przepływ strumieni zarówno zasilających, jak i sygnałów sterujących. Jak wynika ze schematu, źródłem energii w układach pneumatycznych jest sprężone powietrze wytwarzane w sprężarkach. Napęd sprężarek jest realizowany najczęściej silnikiem elektrycznym. Ze względu na spadek ciśnienia powodowany tarciem powietrza o ścianki przewodów ich długość nie może przekraczać 1000 m. Z uwagi na ściśliwość powietrza można magazynować w zbiornikach, a tym samym tworzyć akumulatory energii.



Rys. 2.1. Schemat blokowy układu pneumatycznego [12]

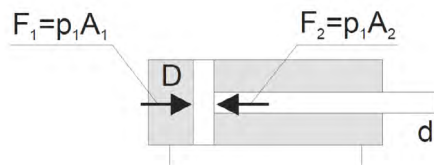
Ciśnienie w układach pneumatycznych najczęściej nie przekracza 1 MPa. W celu ustalenia wartości ciśnienia roboczego dla urządzeń wykonawczych stosowane są zawory redukcyjne. Do ustawienia przepływu (wydajności objętościowej lub masowej) stosuje się zawory dławiące. Dla zadań inżynierskich można przyjąć, że czynnik roboczy, jakim jest sprężone powietrze, jest praktycznie nieczuły na wahania temperatury otoczenia. Zmiany temperatury powietrza są istotne jedynie z punktu widzenia skraplania się pary w powietrzu, czyli „punktu rosy” [11].

Poprawnie zaprojektowany układ pneumatyczny jest rezultatem odpowiedniego doboru wszystkich składowych elementów wchodzących w jego skład oraz działający wg ustalonego programu pracy. Na kompletny projekt takiego układu składają się cyklogram pracy, schemat funkcjonalny oraz lista dobranych elementów układu.

Danymi wejściowymi do określania wielkości siłownika napędowego są zazwyczaj:

- siła użyteczna (obciążenie) F_u ,
- zakres ruchu (skok) s ,
- charakter obciążenia (obciążenie na całej długości skoku, na początku skoku lub na końcu itp.).

Przeprowadzane obliczenia mają na celu określenie nominalnej średnicy siłownika (D_N) i zużycia powietrza przez ten siłownik (Q) oraz sprawdzenie rzeczywistego czasu ruchu tłoczyska (t).



Rys. 2.2. Schemat układu sił w siłowniku tłoczkowym [11]

Teoretyczną siłę nadtlókową lub podtlókową siłownika dwustronnego działania obliczamy ze wzoru:

$$F = p \cdot A$$

gdzie:

p – ciśnienie powietrza [Pa],

A – czynna powierzchnia tłoka [m²],

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad \text{– do obliczenia siły nadtlókowej}$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \quad \text{– do obliczenia siły podtlókowej}$$

D – średnica tłoka [m]

d – średnica tłoczyska [m]

Rzeczywista siła na tłoczysku siłownika zależy od zmian ciśnienia w czasie napełniania i opróżniania komór siłownika oraz siły tarcia na elementach prowadzących i uszczelniających.

W kartach charakterystyk siłowników można odnaleźć informacje o teoretycznej sile wywieranej przez wybrany siłownik (Tabela 2.1).

Tabela 2.1 Dane techniczne siłownika DSBC, ISO 15552 [13]

Siłowniki znormalizowane DSBC, ISO 15552

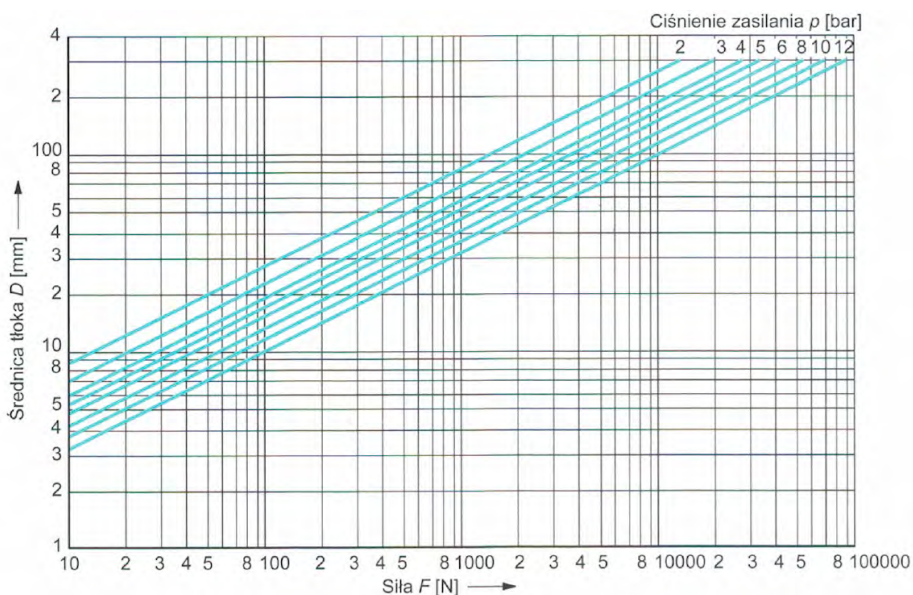
FESTO

Dane techniczne

Siły [N] i energia uderzenia [J]							
Tłok \varnothing	32	40	50	63	80	100	125
Siła teoretyczna przy wysuwie dla 6 bar	483	754	1178	1870	3016	4712	7363
Siła teoretyczna przy cofaniu dla 6 bar	415	633	990	1682	2721	4418	6881
Maks. energia uderzenia w położeniach końcowych							
DSBC...C	0,4 ¹⁾	0,7	1,0	1,3	1,8	2,5	3,3
DSBC...T1/-T3	0,2 ¹⁾	0,35	0,5	0,65	0,9	1,25	1,65
Statyczna siła trzymania							
DSBC...C	600	1000	1400	2000	5000	5000	7500

1) Maks. energia w kombinacji z mocowalem wahliwym DAMT wynosi 0,1 J.

Siłę osiąganą przez siłownik można również odczytać z nomogramu (rys. 2.3).



Rys. 2.3. Nomogram zależności średnicy tłoka od siły i skoku siłownika dla wybranych wartości ciśnienia roboczego [14]

Prezentowany wykres przedstawia zależność siły od średnicy tłoka dla różnych wartości ciśnienia zasilania. Dobierając siłownik należy uwzględnić następujące parametry:

- siłę wywieraną przez siłownik F_u ,
- obciążenie siłownika siłami zewnętrznymi P oraz siłą tarcia T i ciężkości G ,
- siłę od przeciwcisnienia w komorze opróżnianej P_p (siłę sprężyny powrotnej),
- obciążenie siłą dynamiczną działającą w osi siłownika wynikającą z masy m elementów ruchomych,
- oczekiwany czas ruchu t ,
- skok siłownika s .

Mając na uwadze powyższe dane możemy zapisać równanie równowagi sił działających na tłok:

$$F_u = P + T + G + P_p + m \cdot a$$

Wyznaczenie niektórych składowych równania jest trudne i dlatego, w praktyce, przy doborze siłowników nie rozwiązuje się tego równania, które jak wynika z analizy składowych nie jest liniowe. W praktyce, w celu ustalenia siły użytecznej F_u można posłużyć się współczynnikiem η uwzględniającym wyżej wymienione czynniki. Wówczas

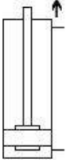
$$F_u = \eta \cdot (P + T + G + P_p) + m \cdot a$$

Zalecane wartości współczynnika η podano w Tabeli 2.2.

Tabela 2.2. Wartość współczynnika η dla siłowników tłokowych [11]

Sposób pracy	Wartości współczynnika η
Ruch powolny, obciążenie działające na końcu skoku	0,8
Ruch szybki, obciążenie działające na końcu skoku lub ruch powolny, obciążenie działające na całym skoku	0,75
Ruch szybki, obciążenie działające w przybliżeniu na całym skoku	0,65

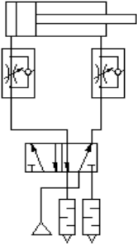
Wyżej opisane obliczenia można przeprowadzić również z wykorzystaniem kreatorów konfiguracji dostępnych na stronach producentów siłowników. Na rys. 2.4 przedstawiono przykładowe dane do doboru siłownika. Na rys. 2.5 i 2.6 zaprezentowano wyniki doboru wraz z symulacją procesu działania napędu.



Żądany czas pozycjonowania	Chcę osiągnąć ten czas pozycjonowania:	3	▲	▼	s
Początkowe parametry siłownika	<input checked="" type="checkbox"/> z zaworem dławiąco-zwrotnym				
	Żądany skok	300	▲	▼	mm
	Kąt zabudowy	90	▲	▼	deg
	Kierunek ruchu	<input checked="" type="radio"/> wysuwanie <input type="radio"/> wsuwanie			
Zasil. spręż. pow.	Ciśnienie pracy	6	▲	▼	bar
	Długość przewodu Jedn.przyg.pow.>Zawór	2	▲	▼	m
	Zawór>Siłownik	2	▲	▼	m
Dodatkowe dane	Przemieszczana masa	80	▲	▼	kg
	Dodatkowa siła	0	▲	▼	N
	Dodatkowe tarcie	0	▲	▼	N

Rys. 2.4. Parametry systemu – wybór głównych ustawień [15]

Wybór komponentów Symulacja systemu



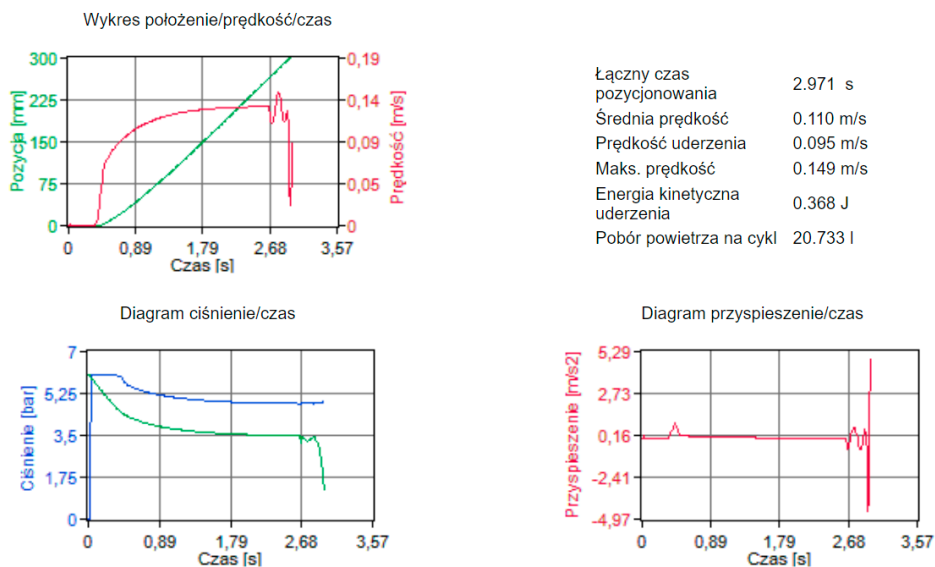
Przeływ
5.9 obrotu

Proszę wybrać komponenty, klikając na dany typ lub symbol niżej.

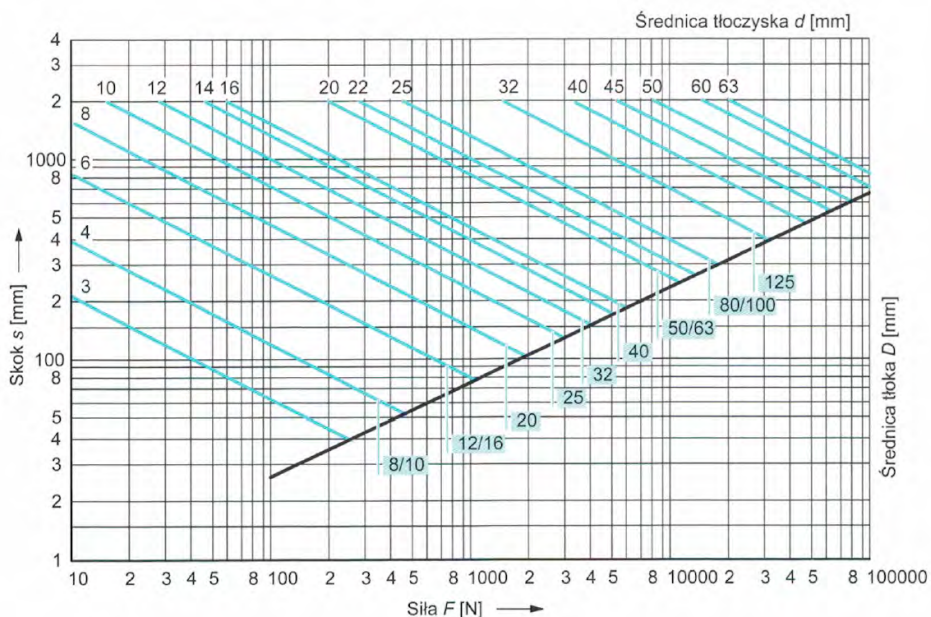
Napęd	DSBC-80-300-PPSA-N3
<input type="checkbox"/> Amortyzator	
Zawór dław-zwrotny	GRLA-3/8-QS-6-D
Przewód [Siłownik > Zawór]	PUN-6x1-BL (2 m)
Zawór rozdzielający	VUVS-L30-M52-MD-G38-1C1
Przewód [zasilanie > zawór]	PUN-V0-10x1,5-BL (2 m)
Tłumik hałasu	U -3/8

Ciśnienie pracy	6	▲	▼	bar
Kierunek ruchu	<input checked="" type="radio"/> wysuwanie <input type="radio"/> wsuwanie <input type="checkbox"/> Pełny cykl roboczy			

Rys. 2.5. Wybór komponentów do procesu symulacji [15]

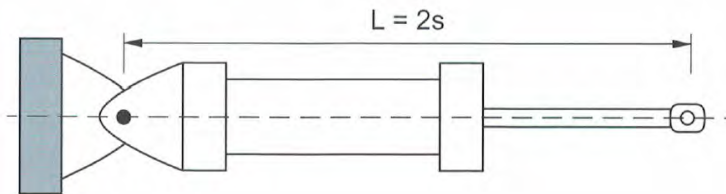


Rys. 2.6. Wyniki symulacji [15]



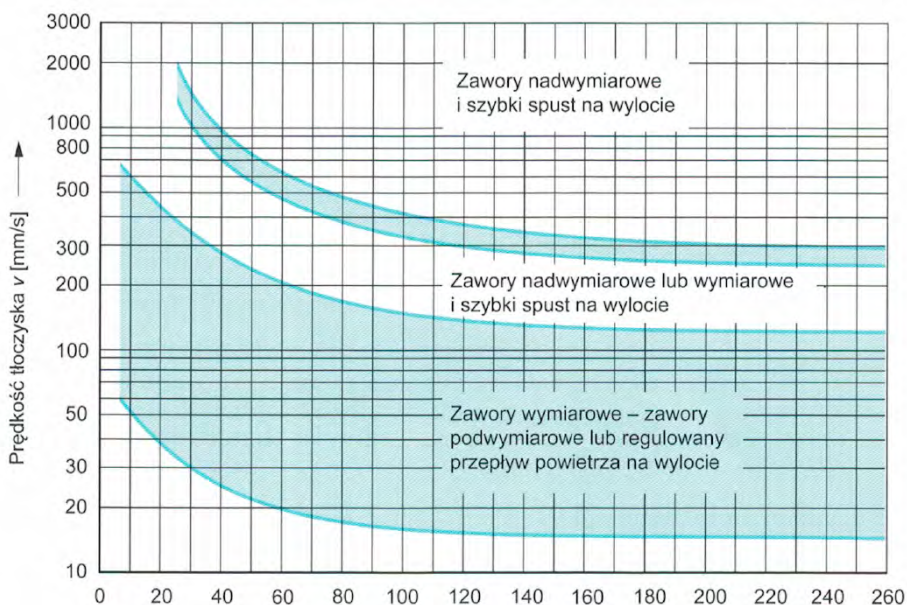
Rys. 2.7. Nomogram granicznej wartości skoku siłownika w zależności od siły, średnicy tłoka i średnicy tłoczyska [14]

Kolejnym z parametrów, istotnych z punktu widzenia konfiguracji siłownika, jest jego długość skoku. Długość skoku siłownika wynika z jego zastosowania w danej maszynie lub urządzeniu. Skok siłownika tłoczkowego z reguły nie przekracza 2000 mm. Wynika to z jego sztywności i podatności na wyboczenie. Również pozycja montażu nie jest tu bez znaczenia. W celu sprawdzenia czy przy danej średnicy tłocznicy nie dojdzie do wyboczenia siłownika można posłużyć się wykresem (rys. 2.7). Należy przy tym pamiętać, że nomogram ten odnosi się do najmniej korzystnego typu montażu siłownika, tj. montażu wahliwego z obu stron (rys. 2.8).



Rys. 2.8 Schemat montażu wahliwego siłownika tłoczkowego [10]

Osiągana przez siłowniki prędkość tłoka jest zależna od sił obciążających, ciśnienia zasilającego, długości przewodów i ich przekroju pomiędzy zaworem sterującym a siłownikiem oraz od natężenia przepływu sprężonego powietrza przez zawór sterujący. Średnia prędkość ruchu tłoka typowych siłowników pneumatycznych wynosi od 0,1 do 1,5 m/s. W przypadku siłowników uderzeniowych może osiągać wartość nawet 10 m/s. Tę prędkość można regulować również przy użyciu zaworów dławiących lub dławiąco-zwrotnych. Odpowiednio dobierając zawory możemy wpływać na zmiany prędkości tłocznicy. Na rys. 2.9 przedstawiono wykres poglądowy zależności prędkości tłoka od średnicy przy zastosowaniu różnych kombinacji zaworów.



Rys. 2.9. Nomogram do przybliżonego doboru elementów pneumatycznego układu napędowego [10]

2.2. Wykonanie ćwiczenia

2.2.1. Cel ćwiczenia

Nabywanie umiejętności modelowania napędu pneumatycznego.

2.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.

W celu realizacji ćwiczenia można skorzystać z oprogramowania QuickSearch-Plus (Engineering – Symulacja układu pneumatycznego) dostępnego na stronie www.festo.com. Możliwy jest dostęp bezpośredni ze strony poprzez zakładkę produkty/engineering. Prowadzący może wskazać inny rodzaj oprogramowania do realizacji ćwiczenia.

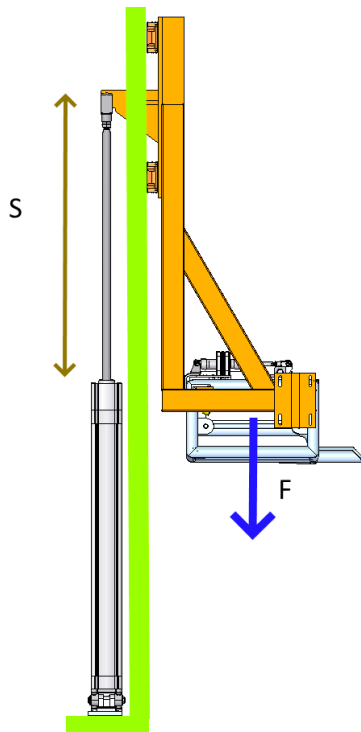
2.2.3. Treść zadania

Dobierz siłownik do niżej opisanej aplikacji.

Należy przemieścić platformę z ładunkiem (rys. 2.10) na wysokość S [mm]. Platforma jest przemieszczana po prowadnicach trapezowych. Siła oporu przemieszczenia wynosi 150 [N]. Masa platformy to 65 [kg]. Masa przenoszonego

ładunku to B [kg]. Przemieszczenie ma być zrealizowane w czasie t [s] wg schematu: wysuwanie \uparrow , wsuwanie \downarrow , pełny cykl roboczy \updownarrow . Nie przewiduje się użycia dodatkowych amortyzatorów w położeniach końcowych.

Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 2.3.



Rys. 2.10. Widok układu przeniesienia napędu

Tabela 2.3. Wykaz parametrów

Przypadek	a	b	c	d	e	f	g	h	i
S [mm]	200	300	400	500	600	700	650	750	800
B [kg]	100	80	90	30	20	20	15	25	60

Przypadek	1 \uparrow	2 \updownarrow	3 \downarrow	4 \updownarrow	5 \updownarrow	6 \uparrow
T [s]	3	5	3	6	8	7

2.2.4. Sprawozdanie

Sprawozdanie powinno zawierać:

- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy symulacji,
- 3) wyniki symulacji z omówieniem i wnioskami.

3. Modelowanie układów zasilania sprężonym powietrzem

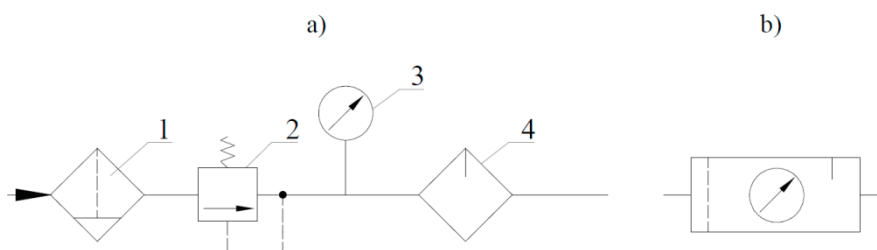
W pneumatycznym układzie sekwencyjnym wyróżnia się trzy elementy. Pierwszym z nich jest układ przygotowania powietrza, drugim układ sterujący, zaś ostatnim układ wykonawczy (napędowy).

3.1. Przygotowanie sprężonego powietrza

W celu zapewnienia niezawodnego i długotrwałego użytkowania układów pneumatycznych, powietrze na wejściu musi być odpowiednio przygotowane. Odbywa się to w stacji zasilającej, w której następuje:

- usunięcie zanieczyszczeń,
- osuszenie powietrza,
- naolejanie powietrza,
- nastawa ciśnienia.

Dopiero tak przygotowane powietrze jest kierowane do odpowiednich układów pneumatycznych. Na rys. 3.1 przedstawiono schematycznie blok przygotowania powietrza.



Rys. 3.1 Symbol graficzny jednostki uzdatniającej (przygotowania powietrza): a) pełny, b) uproszczony, 1 – filtr, 2 – zawór redukcyjny, 3 – manometr, 4 – smarownica

W wersji rozbudowanej jednostki uzdatniającej montowane są również: separator wilgoci, osuszacz membranowy, zawór wolnego startu, zawór szybkiego odpowietrzania i inne dodatkowe elementy, takie jak czujniki, przepływomierze itp. (rys. 3.2).

Głównym parametrem zespołu przygotowania powietrza jest całkowity wydatek powietrza podawany w m^3/h . Zapotrzebowanie urządzenia na większy wydatek powoduje spadek ciśnienia, co sprawia, że dobór odpowiedniego zespołu do aplikacji jest kluczowy dla zapewnienia poprawnego funkcjonowania urządzenia. Należy przy tym pamiętać, że ciśnienie robocze nie może przekraczać wartości określonej dla stacji przygotowania powietrza. To samo dotyczy temperatury pracy, która nie powinna być wyższa niż 50°C . Dobór zespołu należy przeprowadzić tak, aby w każdej chwili zapewnił on pełne zapotrzebowanie w przypadku, gdy w obwodzie urządzenia nie jest dołączony dodatkowy zbiornik.

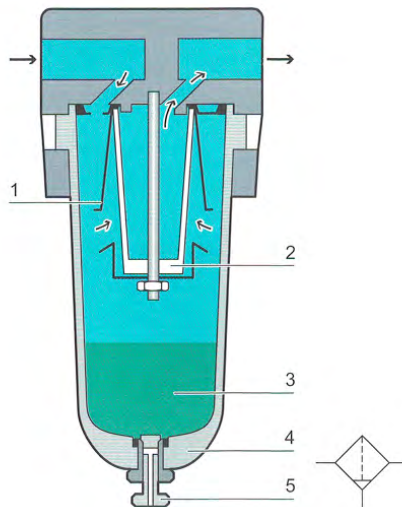


Rys. 3.2 Zespół przygotowania powietrza [15]

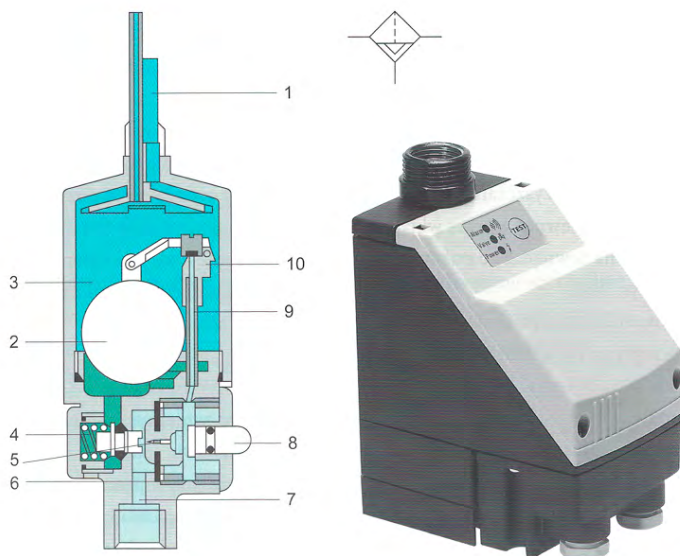
Filtracja sprężonego powietrza odbywa się w filtrach, w których usuwane są przede wszystkim cząstki stałe. Są one filtrowane przez wkłady filtrujące o określonej dokładności oczyszczania. Jako standardową dokładność oczyszczania przyjmuje się $40\ \mu\text{m}$, co jest odpowiednikiem 7 klasy czystości sprężonego powietrza i jest wystarczające dla prawidłowej pracy armatury pneumatycznej. W przypadku stosowania precyzyjnych elementów pneumatyki dokładność filtracji powinna wynosić $5\ \mu\text{m}$ co wg normy ISO 8573-1:2010 oznacza 5 klasę czystości powietrza. Standardowe filtry usuwają również wodę wytrąconą poprzez rozprężanie się medium roboczego. Usuwane są także większe drobiny oleju, które siłą odśrodkową po zawirowaniu strugi wyrzucane są na powierzchnię wewnętrzną filtra (rys. 3.3). Kierunek ruchu sprężonego powietrza wewnątrz filtra wymuszony jest

przez kierownicę (1), która nadaje mu ruch wirowy. Na skutek siły odśrodkowej zanieczyszczenia osadzają się na ścianie i spływają do miski (4). Talerz kierownicy znajduje się pod wkładem filtracyjnym (2) i dzieli wnętrze tak, aby kondensat (3) nie był przenoszony do układu przez przepływające powietrze. Dalsze oczyszczanie odbywa się poprzez przepływanie powietrza przez wkład o średnicy porów odpowiadającej wymaganej klasie czystości powietrza. Na wkładzie tym osadzają się pozostałe nieczystości. Skondensowana w filtrze woda gromadzi się w dolnej części zbiornika wraz z odseparowanymi zanieczyszczeniami. Wymagane jest okresowe opróżnianie miski, zanim poziom kondensatu osiągnie poziom powodujący ryzyko przeniesienia go przez strumień powietrza do elementów sterujących. Zbiornik opróżniany jest ręcznie z wykorzystaniem zaworu spustowego (5).

Spust nagromadzonego kondensatu odbywa się zwykle poprzez wkręcenie korka lub jego naciśnięcie. Używane są również automatyczne spusty kondensatu (rys. 3.4). W takim rozwiązaniu kondensat z filtru przepływa przez przewód (1) do zbiornika (3), w którym umieszczony jest pływak (2). Kondensat napełniając zbiornik podnosi w górę pływak, który po osiągnięciu określonego poziomu, działając na dźwignię, odsłania dyszę (10). Wtedy przez otwór (9) powietrze dostaje się do komory pod membranę. Wzrost ciśnienia w tej komorze powoduje ugięcie membrany (6), która uruchamia zawór spustowy (4). Następuje otwarcie zaworu spustowego, co umożliwi wypływ kondensatu przez otwór (7) na zewnątrz. Po obniżeniu się poziomu kondensatu pływak ponownie zamyka dyszę. Komora nad membranę odpowietrzana jest przez dyszę (5). Możliwe jest również opróżnianie zbiorniczka ręcznie poprzez naciśnięcie na trzpień (8) [15].



Rys. 3.3. Filtr sprężonego powietrza [10]

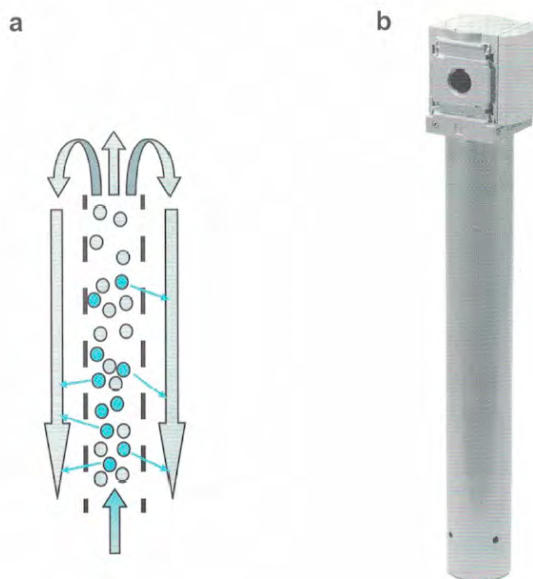


Rys. 3.4. Automatyczny spust kondensatu [10]

Wstępne i niezbędne dla prawidłowej pracy elementów i układów pneumatyki usunięcie wody jest realizowane przez filtry. Dokładne usuwanie wody z medium roboczego, wymagane w niektórych aplikacjach, jest realizowane w osuszaczach wykorzystujących zjawiska fizyczne i chemiczne (osuszacze membranowe, osuszacze ziębnicze, osuszacze absorpcyjne, osuszacze adsorpcyjne). Wytrącająca się woda w instalacjach pneumatycznych jest przyczyną wielu zakłóceń i awarii. Do najistotniejszych ich przyczyn zalicza się:

- korozję powodującą wtórne zanieczyszczenie powietrza cząstkami stałymi oraz osłabiającą konstrukcję instalacji i urządzeń pneumatycznych,
- zmniejszenie czynnego przekroju kanałów w elementach pneumatycznych oraz zwiększenie współczynnika tarcia powietrza o ich skorodowane powierzchnie,
- wypłukiwanie smarów stałych z elementów ruchomych urządzeń pneumatycznych powodujące ich nadmierne zużywanie lub awarie.

W zespołach przygotowania powietrza dość często stosuje się osuszacze membranowe, w których wykorzystuje się specjalne włókno lumenizowane. Włókno to charakteryzuje się tym, że jest łatwo przepuszczalne dla wilgoci, a bardzo trudno przepuszcza powietrze. Włókna mają kształt membrany i po podaniu na wejście powietrza zawierającego wilgoć na skutek różnicy ciśnień cząsteczki wilgoci przenikają na zewnątrz membrany (rys. 3.5). Część powietrza osuszonego kierowana jest z powrotem w celu oczyszczenia membrany z wilgoci i wyrzucana jest do atmosfery.



Rys. 3.5. Schemat działania osuszacza membranowego [10]

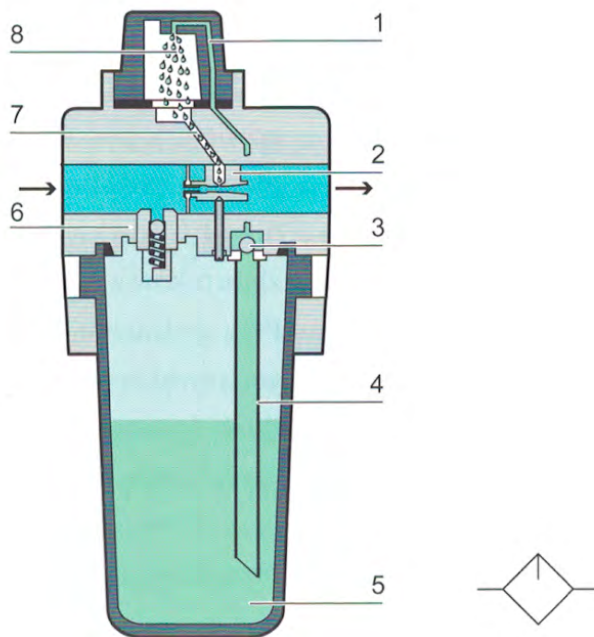
Oprócz stosowania specjalistycznych urządzeń do usuwania wody, można już na etapie projektowania instalacji uniknąć nadmiernego gromadzenia się wody. Oto kilka praktycznych metod:

- należy prowadzić instalacje pneumatyczne pod niewielkim kątem wznoszącym, aby kondensat wody spływał w najniższy jej punkt, stamtąd będzie usuwany na zewnątrz;
- odejścia (piony) z instalacji głównej podłączać tylko z góry przewodu zasilającego, co zapobiega przedostawaniu się już wytrąconego kondensatu do odbiorników;
- stosować odwadniacze cyklonowe nie tylko za sprężarką lub zbiornikiem powietrza, ale także przed każdym odbiornikiem;
- stosować duże redukcje ciśnienia roboczego w stosunku do ciśnienia zasilania.

Obecnie wytwarzane pneumatyczne elementy napędowe w większości nie wymagają do prawidłowej pracy sprężonego powietrza nasyczonego olejem. Wynika to z ich budowy oraz użytych materiałów. W przypadku pracy w ciężkich warunkach, istnieje możliwość dodatkowego ich smarowania przy wykorzystaniu dedykowanego oleju do układów pneumatycznych. Do tego celu wykorzystuje się smarownice (rys. 3.6).

Smarownica pneumatyczna działa na zasadzie zwężki Venturiego. Powietrze przepływa przez kanał zasilający. Na zwężce zaworu (2) następuje zwiększenie prędkości przepływu, co w konsekwencji powoduje powstanie podciśnienia

w przestrzeni (8). Poprzez przewód (4), zawór zwrotny (3) oraz kanał (1) krople oleju są zasysane ze zbiornika (5) i transportowane do przestrzeni (8) skąd poprzez kanał (7) wzbogacają powietrze przepływające przez zwężkę i wraz z powietrzem są transportowane w postaci mgły olejowej do odbiorników. Do zrównoważenia ciśnień w komorach smarownicy wykorzystywany jest zawór zwrotny (6) [9].

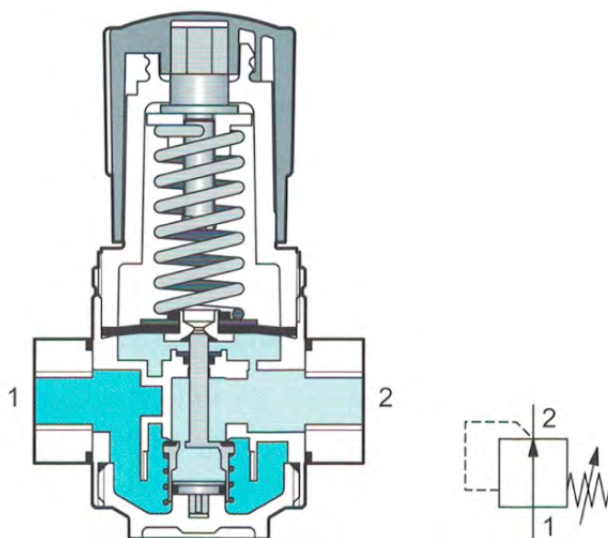


Rys. 3.6. Smarownica sprężonego powietrza [10]

Do redukcji ciśnienia w instalacjach pneumatycznych do wymaganego poziomu stosuje się reduktory ciśnienia. Są to zawory należące do grupy elementów pneumatyki sterujących ciśnieniem (zwykle nastawiane ręcznie), których zadaniem jest utrzymywanie stałej wartości ciśnienia medium roboczego na wyjściu, niezależnie od zmian wyższego ciśnienia wejściowego bez względu na zmiany wartości natężenia przepływu czynnika przez zawór.

Elementy redukujące ciśnienie robocze sprężonego powietrza do wymaganego poziomu dzielą się na następujące grupy:

- bezpośredniego działania (reduktor) (rys. 3.7),
- z ciśnieniem sterującym:
 - z zewnętrznym ciśnieniem odniesienia,
 - z wewnętrznym ciśnieniem odniesienia;
- elektroniczne:
 - z zaworami elektromagnetycznymi,
 - z zaworami piezoelektrycznymi.



Rys. 3.7. Zawór redukcyjny [10]

3.2. Układ sterowania

Zawory w układach pneumatycznych pełnią wiele funkcji. Są między innymi elementami wejściowymi, elementami przetwarzającymi informację czy też elementami, które sterują pracą elementów napędowych. Pełnią rolę urządzeń sterujących. Mogą pracować jako elementy przełączające, realizujące funkcje logiczne, przetwarzające sygnały, uruchamiające i zatrzymujące układy napędowe, zmieniające kierunek ruchu, regulujące ciśnienie oraz natężenie przepływu powietrza. Ogólnie zawory można podzielić w zależności od realizowanej przez nie funkcji na zawory [9]:

- sterujące kierunkiem przepływu strumienia powietrza,
- sterujące natężeniem przepływu powietrza,
- sterujące ciśnieniem powietrza.

Sterowanie zaworami może być realizowane:

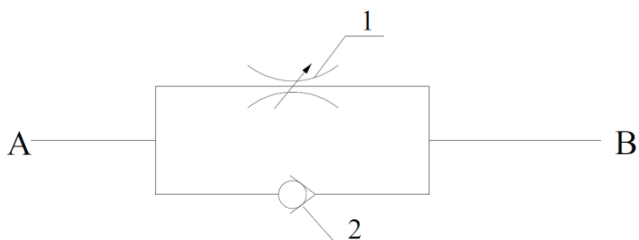
1. siłą mięśni – przyciskiem, dźwignią,
2. mechanicznie – popychaczem,
3. elektrycznie – elektromagnesem,
4. ciśnieniem – mini siłownikiem powodującym przełączenie.

Do grupy zaworów sterujących kierunkiem przepływu należą następujące podgrupy zaworów:

- zawory rozdzielające,

- zawory zwrotne,
- zawory szybkiego spustu,
- zawory odcinające,
- zawory – przełączniki obiegu,
- zawory podwójnego sygnału.

W układach pneumatycznych bardzo często wykorzystywany jest zawór dławiąco-zwrotny (rys. 3.8). Zawór ten jest połączeniem dwóch rodzajów zaworów – dławiącego i zwrotnego. W tym przypadku powietrze ulega zdławieniu przy przepływie od punktu A do punktu B. Przy odwrotnym kierunku przepływu powietrze przepływa przez zawór zwrotny i nie jest dławione.



Rys. 3.8. Symbol zaworu dławiąco-zwrotnego, 1-dławiący, 2-zwrotny [16]

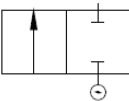
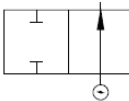
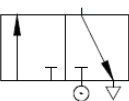
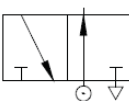
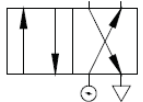
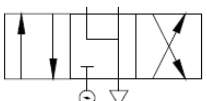
W układach sterowania, jako podstawowy rodzaj zaworu wykorzystuje się zawory rozdzielające. Zadaniem tych zaworów jest kierowanie powietrza w określone miejsce. Zawory te mogą być sterowane zarówno mechanicznie, pneumatycznie, jak i elektrycznie. Wykorzystywane są również rozwiązania sterowania stanowiące kombinację wymienionych metod. W tabeli 3.1 przedstawiono stosowane metody sterowania zaworami rozdzielającymi.

Tabela 3.1 Sposoby sterowania stanem zaworu [16]

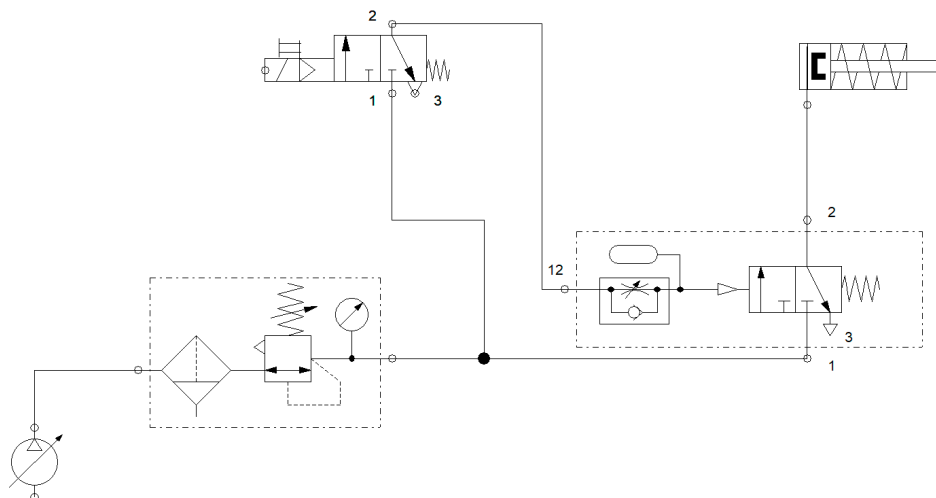
	mechanicznie przyciskiem		pneumatycznie strumieniem napełniającym
	mechanicznie dźwignią		pneumatycznie strumieniem opróżniającym (rzadko)
	mechanicznie rolką		elektromagnetycznie
	mechanicznie sprężyną		elektropneumatycznie

Każdy prostokąt w symbolu graficznym oznacza oddzielny stan zaworu rozdzielacza. Suma przewodów jakie można dołączyć do rozdzielacza oznacza liczbę dróg rozdzielacza. Ogólne objaśnienie symboli graficznych rozdzielaczy przedstawiono w tabeli 3.2.

Tabela 3.2 Przykładowe symbole graficzne rozdzielaczy [16]

<p>II.Z. </p> <p>II.O. </p>	<p>rozdzielacz dwudrogowy dwupołożeniowy 2/2 normalnie zamknięty (n.z.) i normalnie otwarty (n.o.)</p>
<p>II.Z. </p> <p>II.O. </p>	<p>rozdzielacz trójdrogowy dwupołożeniowy 3/2 normalnie zamknięty (n.z.) i normalnie otwarty (n.o.)</p>
	<p>rozdzielacz czterodrogowy dwupołożeniowy 4/2</p>
	<p>rozdzielacz czterodrogowy trójpołożeniowy 4/3</p>

Przykładowy schemat układu sterowania siłownikiem przedstawiono na rys. 3.9.

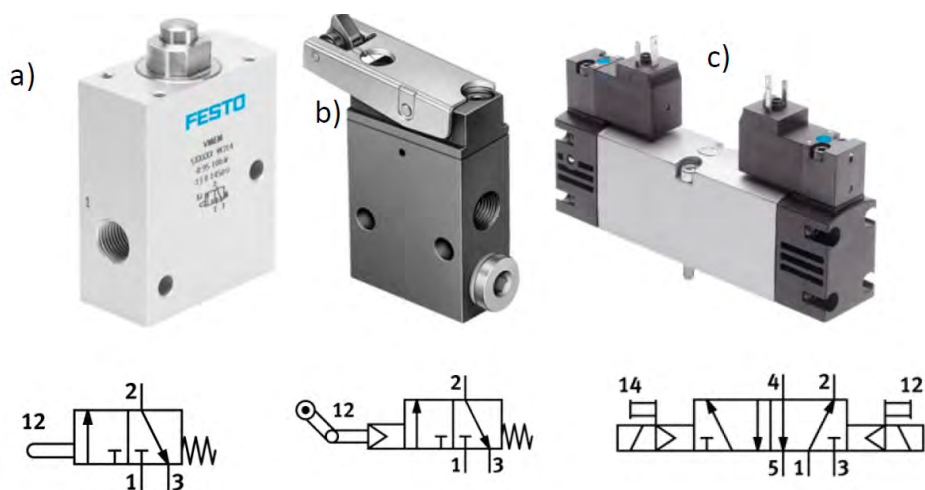


Rys. 3.9. Przykładowy schemat układu sterowania siłownikiem

Na rys. 3.10 przedstawiono przykładowe widoki zaworów rozdzielających wraz z ich symbolami, gdzie:

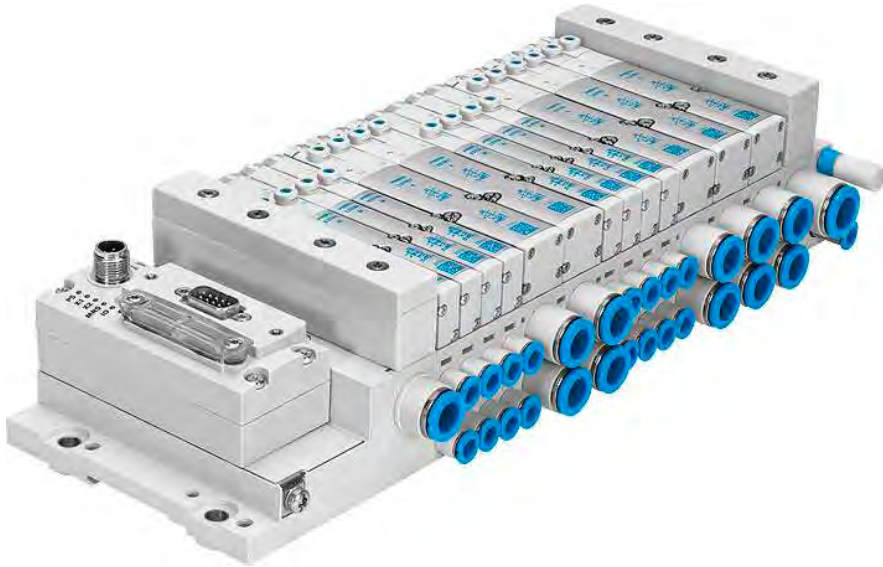
- zawór rozdzielający monostabilny 3/2 sterowany mechanicznie,
- zawór rozdzielający monostabilny 3/2 sterowany mechanicznie z pilotem pneumatycznym,
- zawór rozdzielający bistabilny 5/2 sterowany elektropneumatycznie i mechanicznie.

Zawory sterujące występują również w konstrukcji umożliwiającej realizację zadań zaworów proporcjonalnych lub zaworów redukcyjnych.



Rys. 3.10. Przykładowe widoki zaworów rozdzielających [15]

Układy automatyki wykorzystujące sprężone powietrze jako źródło energii zawierają z reguły szereg odbiorników pneumatycznych. Do każdego z nich przyporządkowany jest zawór sterujący. Zawór taki połączony jest przewodami zasilającymi ze źródłem zasilania w powietrze oraz przewodami z odbiornikiem. Ponadto do każdego zaworu należy doprowadzić sygnały sterujące pozwalające na jego przełączanie. Układ taki powoduje, że przy złożonych konstrukcjach zawierających wiele odbiorników lepszym rozwiązaniem zasilania i sterowania jest zastosowanie wyspy zaworowej (rys. 3.11).



Rys. 3.11. Modułowa wyspa zaworowa [15]

Wyspa to terminal pneumatyczny, w którym połączono funkcje sterowania przepływem sprężonego powietrza z elektroniczną techniką sterowania zaworami i transmisją danych. W tym rozwiązaniu zespół zaworów elektropneumatycznych wraz z przyłączami pneumatycznymi i elektrycznymi stanowi jeden zwarty zespół konstrukcyjny. Wyspy mogą być wyposażone w sterowniki programowalne. Dzięki takiemu rozwiązaniu redukuje się liczbę przewodów pneumatycznych i elektrycznych oraz upraszcza się montaż poprzez zmniejszenie potrzebnej przestrzeni do zabudowy. Budowa modułowa wyspy daje również możliwość jej rozbudowy o kolejne zawory.

3.3. Pneumatyczne elementy napędowe

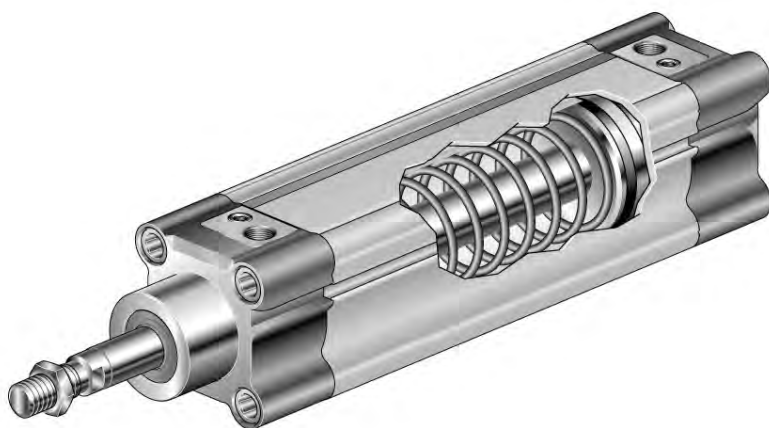
Do podstawowych elementów pneumatycznych układów napędowych należy zaliczyć: siłowniki i silniki pneumatyczne. Energia sprężonego powietrza jest w nich zamieniana na ruch postępowo-zwrotny lub obrotowy. Siłowniki można podzielić na [9]:

- siłowniki standardowe (rys. 3.12) – siłowniki te są znormalizowane pod względem średnicy tłoczyska, mogą posiadać jednostki zaciskowe jak i zabezpieczenie przed obrotem tłoczyska, korpus siłownika może być rurowy bądź kształtowy i zapewnia on różne sposoby mocowania;

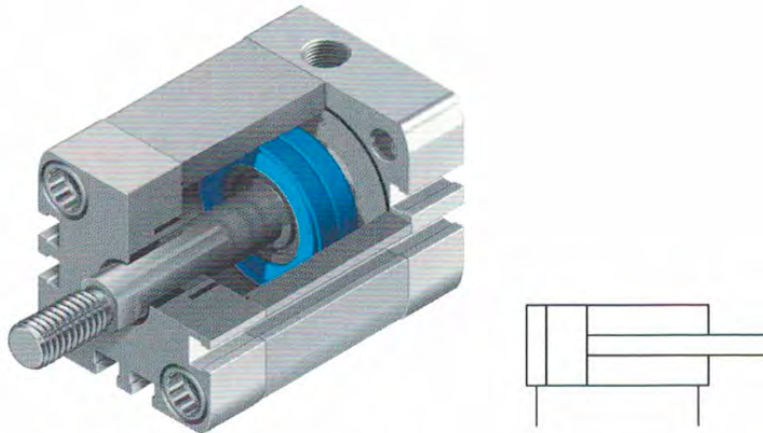
- siłowniki krótkoskokowe – mają małe wymiary gabarytowe, a ich krótki skok powoduje, że są na ogół używane jako elementy mocujące lub manipulujące (rys. 3.13);
- siłowniki bez tłoczkowe – posiadają zwartą konstrukcję i występują w dwóch odmianach: ze sprzężeniem mechanicznym (rys. 3.14) i ze sprzężeniem magnetycznym wózka z tłokiem;
- siłowniki o ruchu wahadłowym (rys. 3.15. 3.16) – z tłokiem łopatkowym, wałkiem zębatym lub napędy obrotowo-liniowe;
- siłowniki zaciskowe – moduły mocujące, zaciski liniowo-obrotowe, siłowniki przegubowe;
- napędy z prowadzeniem – napędy z wózkiem, napędy z prowadnicami walcowymi;
- siłowniki typu tandem – siłowniki o dużej sile, siłowniki wielopolożeniowe (rys. 3.17);
- siłowniki zderzakowe – umożliwiające zatrzymanie poruszającego się obiektu, jak też separację;
- napędy membranowe i siłowniki mieszkowe.

Ze względu na kierunek wymuszenia przemieszczenia przez sprężone powietrze, siłowniki można podzielić na:

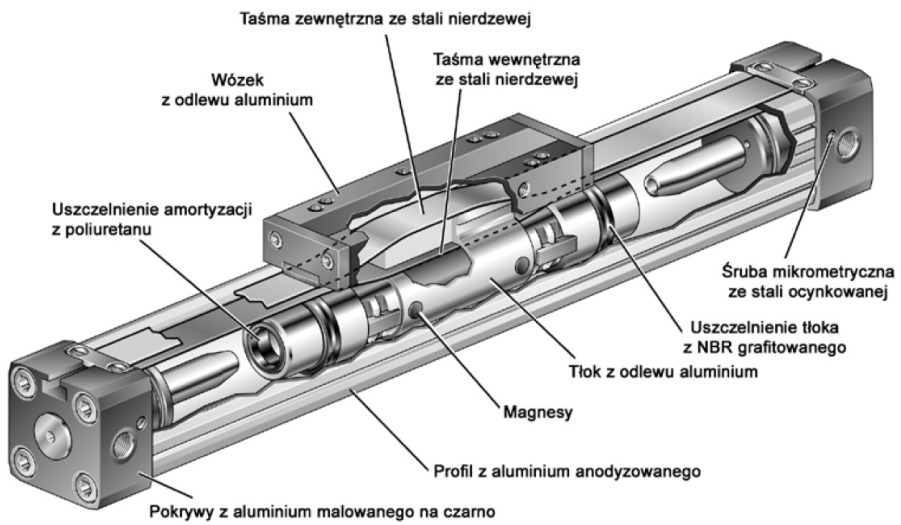
- siłowniki jednostronnego działania, w których sprężone powietrze działa w jednym kierunku wykonując pracę, powrót tłoka siłownika jest realizowany z wykorzystaniem zabudowanej w konstrukcji sprężyny lub poprzez działanie sił zewnętrznych,
- siłowniki dwustronnego działania, w których sprężone powietrze wykonuje pracę działając w obu kierunkach ruchu.



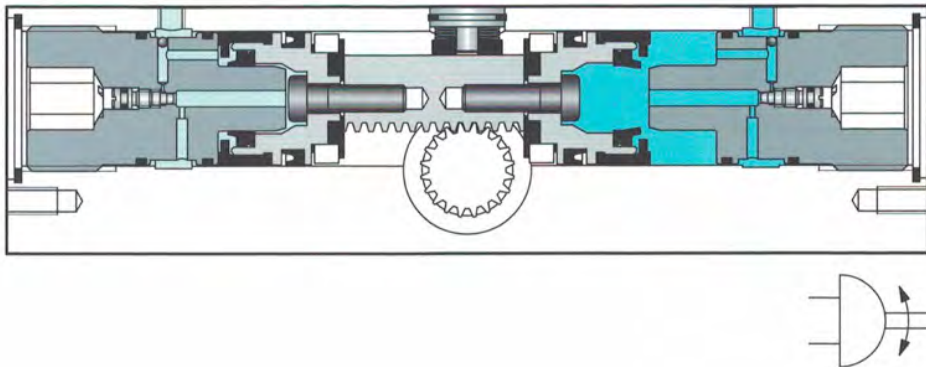
Rys. 3.12. Siłownik jednostronnego działania [9]



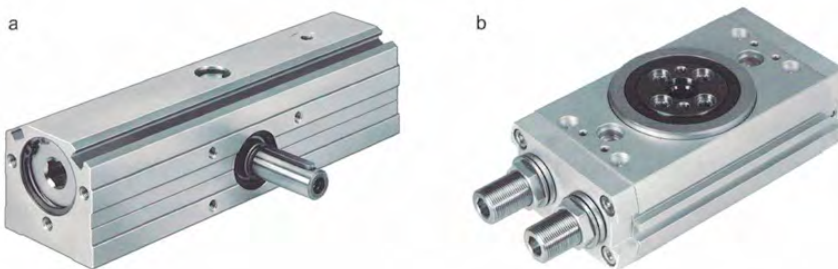
Rys. 3.13. Krótkoskokowy siłownik dwustronnego działania [10]



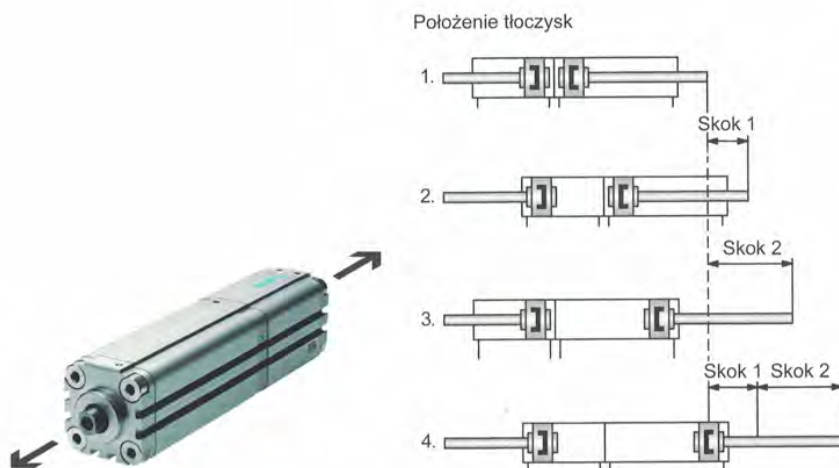
Rys. 3.14. Siłownik beztłoczkowy ze sprzężeniem mechanicznym [9]



Rys. 3.15. Przykładowe rozwiązanie techniczne siłownika o ruchu wahadłowym [10]

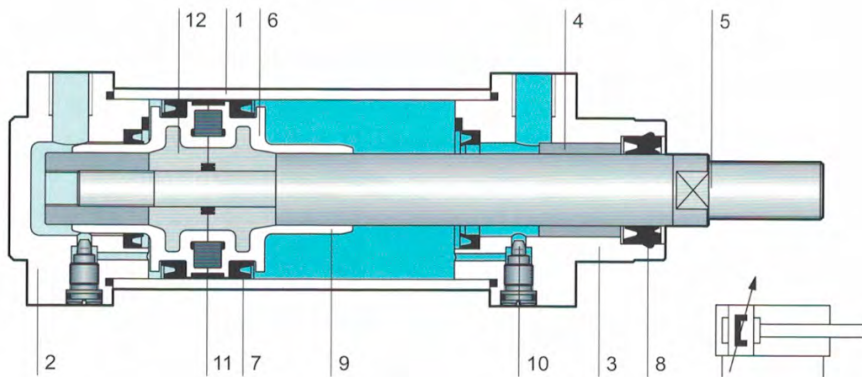


Rys. 3.16. Widok siłownika o ruchu wahadłowym [10]



Rys. 3.17. Siłownik czteropolożniowy i schemat jego działania [10]

Na rys. 3.18 przedstawiono budowę siłownika standardowego. Siłownik ten składa się z tulei siłownika (1), pokrywy tylnej (2) i przedniej (3) z wbudowaną tuleją prowadzącą (4), tłoczyska (5), pierścienia zgarniającego (8) oraz części złącznych tłoka (12). Dla uniknięcia uderzenia tłoka w pokrywy przy osiągnięciu końcowych położenia tłoka w siłownikach stosuje się amortyzację ruchu tłoka w skrajnych położeniach. Działanie hamujące realizowane jest na końcowych odcinkach skoku (20-40mm). W celu realizacji amortyzacji na tłoczysku jest zabudowana tuleja (9), a w pokrywach znajdują się uszczelnienia co powoduje, że w końcowej fazie ruchu tłoczyska odcinany jest swobodny wypływ powietrza do atmosfery i może odbywać się on tylko przez zawór dławiąco-zwrotny (10). To powoduje, że siłownik do skrajnej pozycji dosuwa się wolniej.



Rys. 3.18. Schemat budowy siłownika dwustronnego działania z obustronną amortyzacją [10]

3.4. Zużycie powietrza

Określenie zużycia sprężonego powietrza przez elementy napędowe jest niezbędne do właściwego doboru zaworów rozdzielających dla danego siłownika oraz zespołu przygotowania powietrza. Przy danym ciśnieniu roboczym, określonej średnicy tłoka i skoku możemy określić objętość powietrza, jaka musi zostać dostarczona do siłownika w celu wykonania suwu roboczego. W celu realizacji tego zadania posługujemy się zależnością:

$$V_1 = A \cdot s$$

gdzie:

V_1 – objętość jednego skoku,

A – powierzchnia tłoka,

s – długość skoku.

Tabela 3.3. Orientacyjne wielkości przestrzeni martwych [10]

Średnica tłoka [mm]	od strony pokrywy [cm ³]	od strony tłoczyska [cm ³]	Średnica tłoka mm	od strony pokrywy [cm ³]	od strony tłoczyska [cm ³]
12	1	0,5	70	27	31
16	1	1,2	100	80	88
25	5	6	140	128	150
35	10	13	200	425	448
50	16	19	250	2005	2337

1000 cm³ = 1 litr

Całkowita objętość zajmowana przez powietrze stanowi sumę objętości wynikającej ze skoku siłownika, przestrzeni martwej siłownika (V_m) (tabela 3.3) oraz objętości przewodów doprowadzających powietrze między zaworem a siłownikiem.

$$V_c = V_I + V_m$$

Dla określonej wartości ciśnienia roboczego p_r oraz czasu ruchu siłownika t , możemy obliczyć średni przepływ przeliczony do ciśnienia atmosferycznego odpowiadający przepływowi sprężonego powietrza do siłownika przez zawór sterujący:

$$Q = \frac{V}{t} \varepsilon$$

gdzie:

- Q – przepływ powietrza,
- ε – stopień sprężania.

Stopień sprężania jest stosunkiem bezwzględnego ciśnienia roboczego p_r do ciśnienia atmosferycznego p_a .

$$\varepsilon = \frac{101,3 + p_r}{101,3}$$

Dobry zawór rozdzielający musi mieć przepływ nominalny co najmniej równy wyliczonej wartości przepływu powietrza Q, co gwarantuje realizację zakładanego ruchu siłownika.

Przy określaniu zużycia powietrza przez siłownik w czasie całego cyklu pracy układu należy wziąć pod uwagę liczbę podwójnych skoków w jednostce czasu. Wartość zużycia można obliczyć ze wzoru:

$$V = \varepsilon \cdot A \cdot s \cdot n$$

gdzie: n – liczba skoków na minutę.

Dla siłowników jednostronnego działania o średnicy tłoka D wartość ta wynosi:

$$V = s \cdot \frac{D^2 \pi}{4} \cdot n \cdot \varepsilon + V_m$$

Dla siłownika dwustronnego działania:

$$V = \left[s \cdot \frac{(D^2 \cdot \pi)}{4} + V_{m1} + s \cdot \frac{(D^2 - d^2) \pi}{4} + V_{m2} \right] \cdot n \cdot \varepsilon$$

gdzie:

d – średnica tłoczyska,

V_{m1} – objętość przestrzeni martwej od strony pokrywy,

V_{m2} – objętość przestrzeni martwej od strony tłoczyska.

Przeprowadzenie obliczeń jest możliwe również przy wykorzystaniu dedykowanego oprogramowania.

3.5. Wykonanie ćwiczenia

3.5.1. Cel ćwiczenia

Nabycie umiejętności modelowania układów zasilania sprężonym powietrzem

3.5.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.

W celu realizacji ćwiczenia można skorzystać z oprogramowania QuickSearchPlus (Engineering – Pobór powietrza, Konfiguracja zespołów przygotowania powietrza; FluiSIM) dostępnego na stronie www.festo.com. Możliwy jest dostęp bezpośredni ze strony poprzez zakładkę produkty/engineering. Prowadzący może wskazać inny rodzaj oprogramowania do realizacji ćwiczenia.

3.5.3. Treść zadania

1. Oblicz zużycie powietrza przez siłownik dla wskazanego przypadku. Siłownik wykonuje $n=15$ cykli na minutę. Wartość ciśnienia roboczego wynosi p_r .
2. Korzystając z rys. 3.9 narysuj schemat układu sterowania siłownikiem. Zawór rozdzielający ma być sterowany elektromagnetycznie. Przeprowadź symulację działania.
3. Dobierz z katalogu zawór zgodny z przyjętą koncepcją sterowania.
4. Wspecyfikuj zespół przygotowania powietrza zakładając, że zużycie powietrza będzie 10x większe niż obliczone. Sterowanie automatyczne – przemysł motoryzacyjny.

Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 3.4 i Tabeli 3.5.

Tabela 3.4. Ciśnienie w układzie zasilania

Przypadek	1	2	3	4	5	6
Ciśnienie [bar]	3	4	5	6	7	8

Tabela 3.5. Rodzaj siłownika

Przypadek	A	B	C	D
Typ siłownika	ADN-32-300-P-A	DGC-K-40-500-PPV-A	DSBC-63-200-A-N3	AEVC-32-25-A-P
Przypadek	E	F	G	H
Typ siłownika	DSNU-25-250-P-A	DGC-K-63-800-PPV-A	DSBC-40-500-A-N3	AEVC-63-25-A-P
Przypadek	I	J	K	L
Typ siłownika	ADN-50-400-P-A	DGC-32-300-PPV-A	DPDM-32-50-PA	DPDM-32-15-P-PA

3.5.4. Sprawozdanie

Sprawozdanie powinno zawierać:

- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy doboru,
- 3) wyniki symulacji z omówieniem i wnioskami.

4. Modelowanie napędu portalowego

Rozwiązania liniowe są powszechnie stosowane w automatyce przemysłowej (rys. 4.1). Ich zalety to wytrzymałość, bezpieczeństwo i niskie nakłady związane z implementacją. „Liniowe” oznacza, że ruch odbywa się wzdłuż jednej osi. Jednostki liniowe poruszają tzw. wózkami (podstawa dla obrabianego przedmiotu lub systemu), zaś sprzęgi synchronizujące umożliwiają równoczesną pracę dwóch lub więcej jednostek liniowych. Jednostki można ze sobą łączyć, umożliwiając pozycjonowanie w dwóch lub trzech kierunkach. Za pomocą względnie niskich nakładów inwestycyjnych można przy użyciu techniki liniowej automatyzować złożone procesy produkcyjne.

Jednostka liniowa z napędem składa się z następujących elementów [17]:

- prowadnicy liniowej stanowiącej połączenie szyny z wózkiem,
- elementów przeniesienia napędu w postaci dwóch bloków nawrotnych oraz paska zębatego,
- silnika wykonującego pracę mechaniczną poprzez przekształcenie energii elektrycznej w kinetyczną,
- sterownika kontrolującego pracę silnika, w tym liczbę obrotów w odpowiednim kierunku i w czasie zgodnie z zadanym ruchem.



Rys. 4.1. Przykładowe rozwiązanie techniczne napędu liniowego [18]

4.1. Czynniki wpływające na dobór jednostki liniowej

Dobór odpowiedniej jednostki liniowej pasującej do zadania zależy z jednej strony od obrabianego bądź przetwarzanego przedmiotu, a z drugiej od indywidualnego środowiska produkcyjnego. Poniżej opisane są krytyczne czynniki mające wpływ na powodzenie projektu, które należy uwzględnić przy wyborze odpowiedniej jednostki liniowej.

Obciążenie użytkowe

Jest to ciężar, który ma być transportowany przez wózek. Ciężkie przedmioty obrabiane lub narzędzia wymagają użycia wytrzymałych prowadnic i napędów. To, jakie obciążenie może przyjąć wózek, zależy m.in. od nośności rolek tocznych. Jeśli ciężki ładunek trzeba przetransportować po dłuższym torze, przekrój profilu nośnego powinien być dopasowany do obciążenia, aby nie doszło do zbyt dużego ugięcia się elementów.

Prędkość

Im szybciej porusza się wózek, tym szybciej wykonywane są poszczególne etapy procesu produkcyjnego. Wzrost prędkości może wpływać na zwiększenie ilości wyprodukowanych wyrobów, a tym samym wydajność całego procesu produkcyjnego.

Powtarzalność

Ten parametr określa maksymalną odchyłkę od regularnego ruchu odbywającego się z punktu A do punktu B. Przy wysokiej powtarzalności wózek zatrzymuje się w wyznaczonym miejscu z minimalnym założonym błędem pozycjonowania, co zwiększa precyzję działania. Dążymy do osiągnięcia jak najmniejszych rozbieżności pomiędzy wartością oczekiwaną położenia, a wartością rzeczywistą.

Maksymalna droga przesuwu

Wybrany sposób przemieszczenia warunkuje tor, po którym musi poruszać się wózek, aby zrealizować zadanie. W zależności od toru wykonanego ruchu należy wybrać odpowiednie napędy i prowadnice.

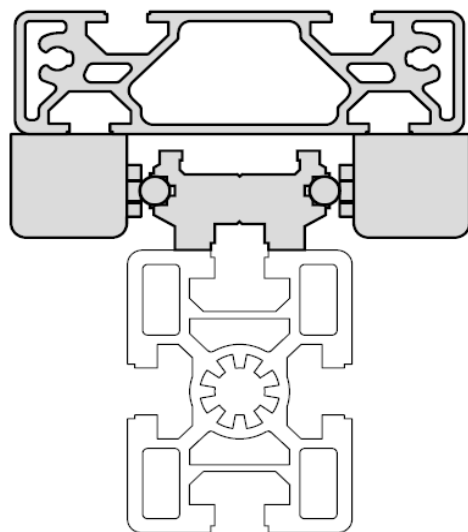
Korzystając z rozwiązań techniki liniowej, realizuje się obecnie znaczącą część zautomatyzowanych procesów przemysłowych, w tym wydajne kilkuosiowe systemy. Nieskomplikowany i szybki montaż tego rodzaju liniowych systemów sprawił, że wzrosła wydajność procesów przemysłowych, a tym samym także ich opłacalność. Różnorodność rozwiązań napędowych i prowadnic pozwala przedsiębiorstwom wybrać najlepsze dla nich rozwiązania spełniające indywidualne wymagania produkcyjne. Przed zakupem wybranego systemu należy dokładnie określić, jakie znaczenie dla procesów produkcyjnych mają takie aspekty jak obciążenie użytkowe, droga przesuwu, powtarzalność oraz prędkość. Technikę napędową oraz prowadnice należy wybierać zawsze biorąc pod uwagę aktualne wymagania produkcyjne.

4.2. Prowadnice w jednostkach liniowych

W zależności od wyżej wymienionych wymagań w jednostkach portalowych wykorzystuje się różnorodne systemy prowadzenia oparte na prowadnicach liniowych. Prowadnica liniowa to najważniejszy komponent jednostki liniowej, gdyż to ona warunkuje ruch układu. Prowadnica liniowa składa się z dwóch elementów: właściwej prowadnicy (szyny) oraz pasującego do niej elementu transportującego (wózka). Wyróżniamy następujące rodzaje prowadnic:

Prowadnice rolkowe

Mają one rolki toczne, które przesuwiają się po wałkach (rys. 4.2). Wałkami są zwykle okrągłe lub półokrągłe pręty montowane wzdłuż profilu nośnego. Rolki toczne to specjalnie wyprofilowane łożyska. Rolki te są tak ukształtowane, że idealnie obejmują wałek i umożliwiają przesuw wózka bez luzu. Dzięki różnym średnicom wałków i rolek oraz rodzajom materiału, z którego są wykonane, a także ich liczbie i układowi prowadnice rolkowe mogą być używane do realizacji różnorodnych zadań.

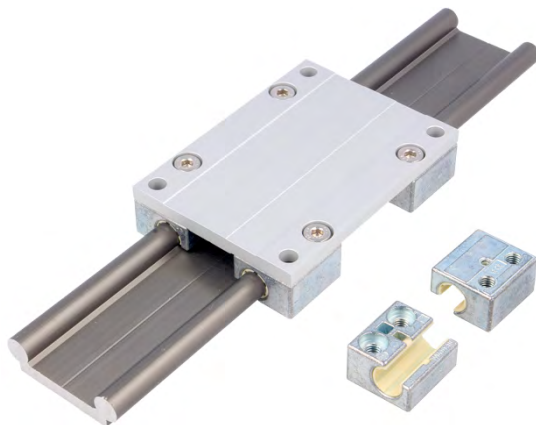


Rys. 4.2. Przykładowe rozwiązanie prowadnicy rolkowej [19]

Prowadnice ślizgowe

Typową cechą prowadnic ślizgowych jest możliwość zapewnienia ruchu wózka przy minimalnej wartości siły tarcia w prowadnicach. Tego rodzaju prowadnice mają elementy ślizgowe, które przesuwiają się wzdłuż odpowiednio wyprofilowanej szyny co gwarantuje właściwe prowadzenie wózka (rys. 4.3). Prowadnice ślizgowe

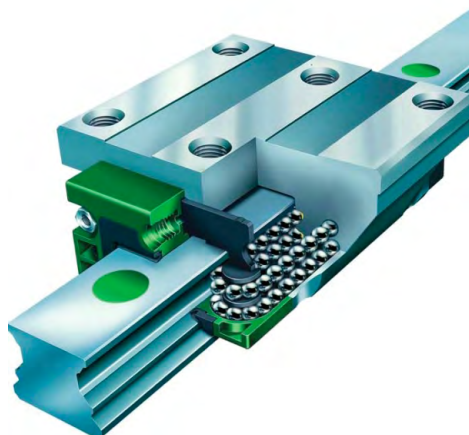
nadają się przede wszystkim do zastosowań, które nie stawiają zbyt wysokich wymagań w zakresie luzu pomiędzy poszczególnymi elementami i których eksploatacja nie powinna generować wysokich kosztów.



Rys. 4.3. Przykładowe rozwiązanie prowadnicy ślizgowej [20]

Prowadnice z łożyskiem kulkowym liniowym

Podobnie jak prowadnice rolkowe, prowadnice z łożyskiem kulkowym liniowym przesuwają się wzdłuż wałków lub wyprofilowanych szyn (rys. 4.4). Ich specyfika pracy wynika z konstrukcji zespołów elementów toczących, które przesuwają się wzdłuż linii, a na jej końcu wracają wzdłuż drugiego toru. Zasada dotykania kilku punktów wzdłuż jednego toru zapewnia niską wartość siły tarcia oraz korzystne rozłożenie działających na nie sił. Prowadnice z łożyskiem kulkowym liniowym mogą przyjmować duże obciążenia na małej powierzchni.



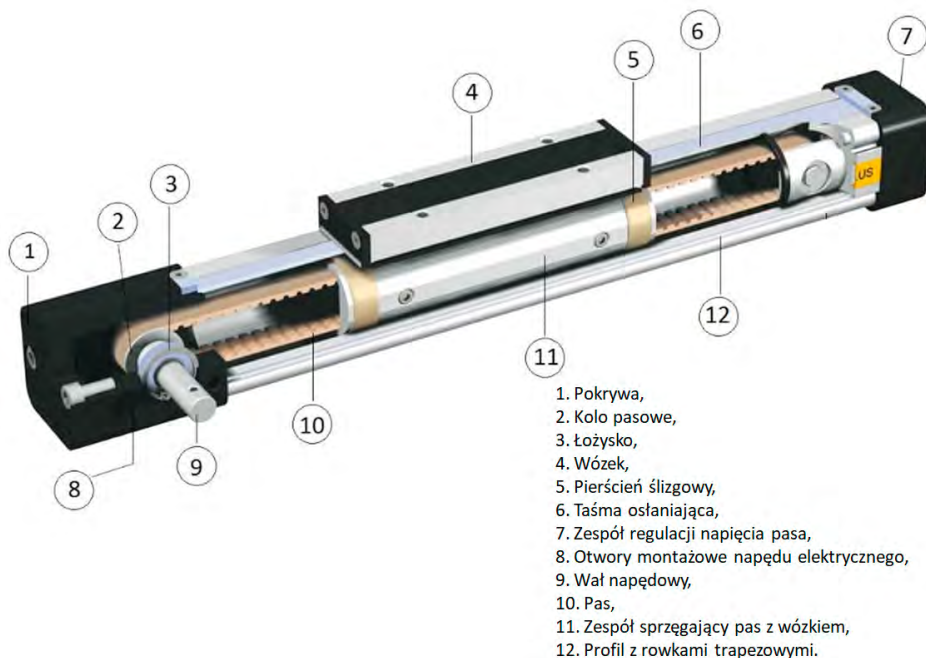
Rys. 4.4. Przykładowe rozwiązanie prowadnicy z łożyskiem kulkowym liniowym [19]

4.3. Elementy napędowe w jednostkach liniowych

Wybór odpowiedniego rozwiązania napędowego decyduje w dużej mierze o wydajności całej jednostki liniowej. Ma wpływ na precyzję, prędkość, obciążalność oraz koszty wybranego rozwiązania. Wyróżniamy następujące rodzaje napędów.

Napędy z paskiem zębatym

Umożliwiają one wykonywanie dynamicznych ruchów, a tym samym gwarantują krótki czas trwania cyklu. W przypadku napędów z paskiem zębatym, pasek zębaty przesuwają się po kole pasowym (rys. 4.5). Takie powiązanie uniemożliwia poślizg i pozwala na przeniesienie znacznych sił. W przypadku takiego rozwiązania możliwe są zarówno szybkie zmiany kierunku, jak też wzrost prędkości przy transportowaniu dużych ładunków. Jednostki liniowe wyposażone w napęd z paskiem zębatym można wykonywać o dowolnej długości. Dzięki temu możliwe jest zbudowanie jednostki liniowej o dużej sile napędowej i długich torach przesuwu. W przypadku stosowania napędów z paskiem zębatym w pionowych systemach napędowych należy przy wykorzystaniu odpowiednich środków technicznych zabezpieczyć układ tak, aby wózek nie przesunął się w sposób niekontrolowany, np. w razie awarii zasilania lub w innych nieprzewidzianych sytuacjach.

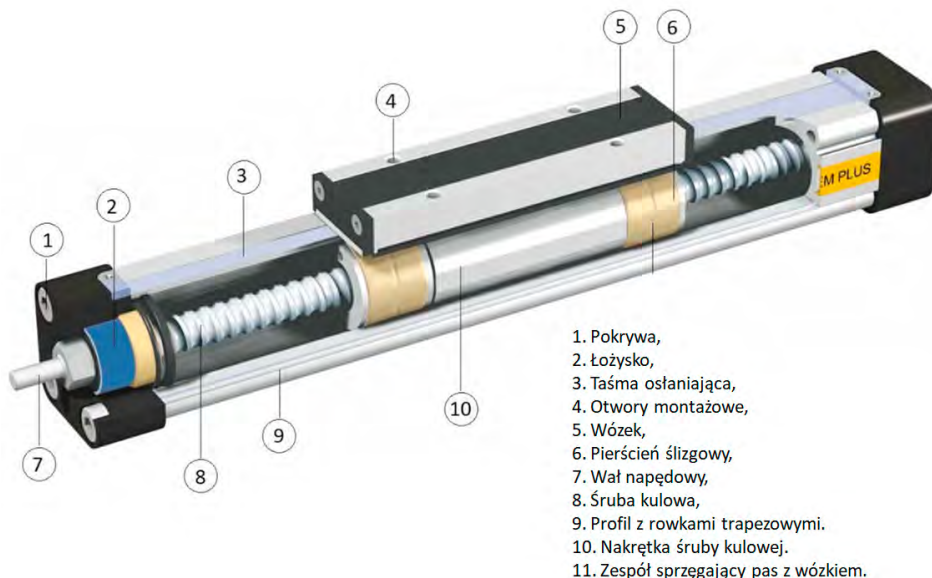


Rys. 4.5. Napęd z paskiem zębatym [9]

Powtarzalność pozycjonowania napędów z paskami zębatymi wynosi 0,1 mm przy prędkościach do 10 m/s, a ich długość dla pojedynczego modułu wynosi do 10000 mm. Wysoka dynamika ruchu w takich rozwiązaniach sprawia, że kluczowym kryterium doboru odpowiedniej jednostki napędzającej jest stosunek bezwładności własnej do bezwładności elementu napędzanego, w tym wypadku najczęściej wózka z zamontowanym obciążeniem.

Napędy śrubowo-toczne

Mechanizmy śrubowo-toczne używane są tam, gdzie potrzeba dużej siły i bardzo precyzyjnego pozycjonowania (rys. 4.6). Podstawę mechanizmu śrubowo-tocznego stanowi precyzyjna śruba. Skok gwintu określa w znacznym stopniu prędkość i precyzję pozycjonowania. Śruba sprzęgnięta jest z nieobrotową nakrętką, w której znajdują się kulki. Kulki te obracają się w zwoju gwintu i przy obrocie wrzeczona zapewniają prostoliniowy ruch osiowej nakrętki. Ponieważ kulki są montowane z niewielkim wciskiem zapewnia to całkowity brak luzu oraz możliwość przenoszenia znacznych obciążeń. Użycie śruby o większym skoku pozwala zwiększyć prędkość posuwu mechanizmu śrubowo-tocznego. W celu osiągnięcia wyższych prędkości przesuwu należy wybrać śrubę o większym skoku. Długość śruby warunkuje prędkość obrotową, z którą się porusza. W systemach pionowych wózek zabezpieczony jest przed niekontrolowanymi przesunięciami – ze względu na przełożenie mechanizmu śrubowo-tocznego napęd taki wymaga małego momentu hamującego.



Rys. 4.6. Napęd ze śruba pociągową [9]

W przypadku aplikacji, gdzie nie jest wymagana wysoka dynamika ruchu, a głównym zadaniem stojącym przed napędem liniowym jest pozycjonowanie z bardzo dużą dokładnością, stosuje się napędy śrubowo-toczone. W takich rozwiązaniach uzyskuje się powtarzalność pozycjonowania do $\pm 0,01$ mm dla śruby z nakrętką kulową. Napędy takie mogą również przenosić znaczne obciążenia bez konieczności stosowania dodatkowych przekładni redukcyjnych, a dobór napędu ogranicza się do samego silnika serwo. Dzięki temu sprawność napędów śrubowych z nakrętkami kulowymi dochodzi do 90%. Skok roboczy, w zależności od wersji napędu, może wynosić do 5500 mm.

Napęd łańcuchowy

Napędy łańcuchowe są odporne na zabrudzenia, mogą przenosić duże siły i nadają się do montażu w systemach pionowych. Te odporne na wysokie obciążenia napędy używane są wówczas, gdy warunki pracy są niekorzystne, a wymagana jest wysoka niezawodność i bezpieczeństwo pracy. Podobnie jak w przypadku pasków zębatych, ruch obrotowy silnika przenoszony jest na łańcuch o zamkniętym lub otwartym układzie ogniw (rys. 4.7). Dzięki powiązaniu geometrycznemu poślizg nie jest tu możliwy. Jednostki liniowe wyposażone w napęd łańcuchowy przenoszą duże siły w kierunku posuwu, jednak ich konstrukcja ma wpływ na pozycjonowanie i prędkość posuwu. Do ich zalet należy niewątpliwie wysoka obciążalność, dlatego często stosowane są w podnoszonych osłonach lub innych tego rodzaju systemach pionowych.



Rys. 4.7. Napęd łańcuchowy [21]

Ponieważ w napędach łańcuchowych istnieje możliwość zamiany ruchu liniowego w ruch obrotowy w dowolnym miejscu jednostki liniowej przy wykorzystaniu kół łańcuchowych, często używane są w przenośnikach z rolkami transportowymi. W tym obszarze zastosowania nie ma dla nich znaczącej alternatywy. Użycie łańcucha ogniwowego ze stali wymaga jednak, w porównaniu do innych jednostek liniowych, zwiększonych nakładów związanych z ich konserwacją.

Napęd z listwą zębatą

Napęd z listwą zębatą używany jest w systemach, w których wymaga się bezpiecznego podnoszenia ciężkich ładunków oraz dużego stopnia powtarzalności. Napędzane koło zębate zazębia się w prostej listwie zębatej (rys. 4.8). Ruch obrotowy napędzającego silnika przenosi się w ten sposób bezpośrednio na prostoliniowy ruch wózka. Tego typu rozwiązanie pozwala na pracę napędu w dwóch trybach: ładunek (wózek) przemieszczany jest wraz z napędem bądź napęd pozostaje nieruchomy, a przemieszczany jest ładunek wraz z listwą zębatą. Napęd z listwą zębatą jest odporny na duże obciążenia i pozwala transportować ciężkie ładunki. Tego rodzaju napędy gwarantują nawet przy długich torach wysoki stopień powtarzalności, ponieważ listwa zębata ze względu na swoją sztywność pozwala na zachowanie stabilnych warunków pracy praktycznie niezależnie od wartości obciążenia, przy założeniu, że jest ono niższe od obciążenia maksymalnego listwy.



Rys. 4.8. Napęd z listwą zębatą [22]

4.4. Wykonanie ćwiczenia

4.4.1. Cel ćwiczenia

Nabywanie umiejętności modelowania napędu elektromechanicznego portalowego.

4.4.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.

W celu realizacji ćwiczenia można skorzystać z oprogramowania QuickSearch-Plus (Engineering – Electric Motion Sizing) dostępnego na stronie www.festo.com. Prowadzący może wskazać inny rodzaj oprogramowania do realizacji ćwiczenia.

4.4.3. Treść zadania

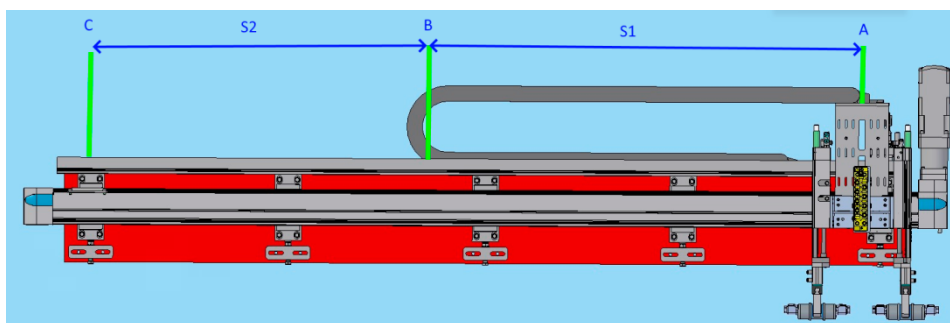
Należy dobrać napęd portalowy pracujący w układzie poziomym, jak na rys. 4.9. Napęd realizuje ruch liniowy wg następującego profilu ruchu:

1. Przesunięcie z pozycji A do B w czasie 2 [s].
2. Postój w pozycji B 2 [s].
3. Przesunięcie z pozycji B do C w czasie 2 [s].
4. Postój w pozycji C 1,5 [s].
5. Przesunięcie z pozycji C do A w czasie 3 [s].

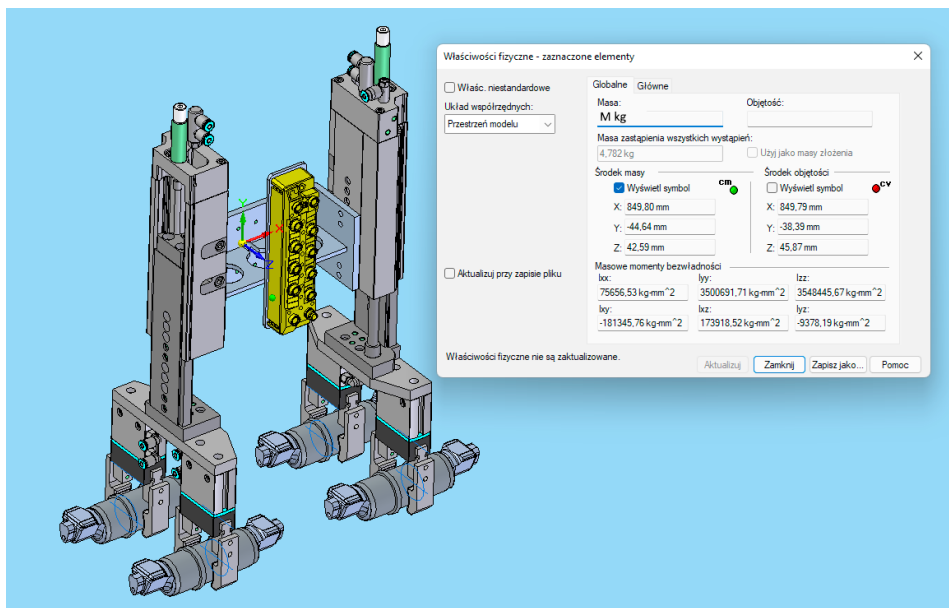
Zadaniem napędu jest przesunięcie układu manipulacyjnego o masie M .

Położenie środka ciężkości względem punktu odniesienia napędu portalowego przedstawiono na rys. 4.10.

Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 4.1 i Tabeli 4.2.



Rys. 4.9. Schemat ideowy napędu



Rys. 4.10. Położenie środka masy zespołu manipulacyjnego

Tabela 4.1. Wykaz parametrów dla profilu ruchu

Oznaczenie zadania	1	2	3	4	5	6
S1 [mm]	900	600	500	800	550	320
Oznaczenie zadania	I	II	III	IV	V	VI
S2 [mm]	800	600	400	300	560	720

Tabela 4.2. Masa jednostki manipulacyjnej

Oznaczenie zadania	A	B	C	D
M [kg]	4	6	8	3

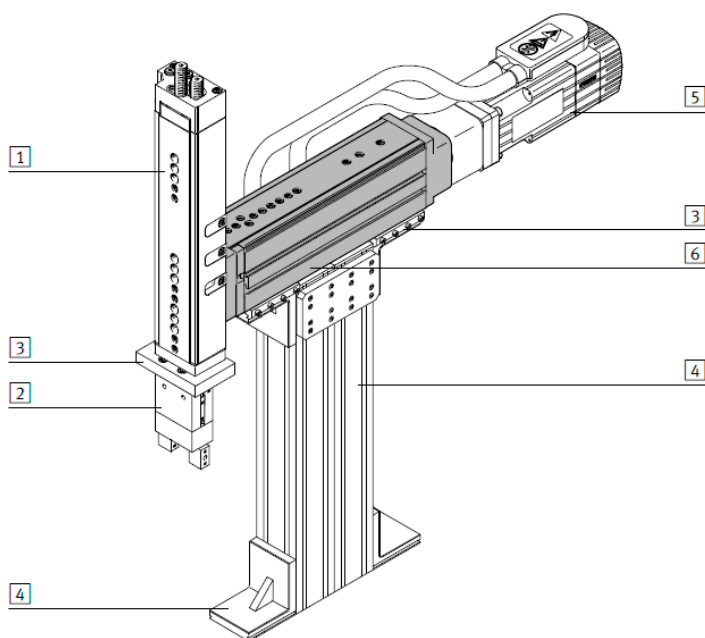
4.4.4. Sprawozdanie

Sprawozdanie powinno zawierać:

- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy doboru,
- 3) wyniki symulacji z omówieniem i wnioskami.

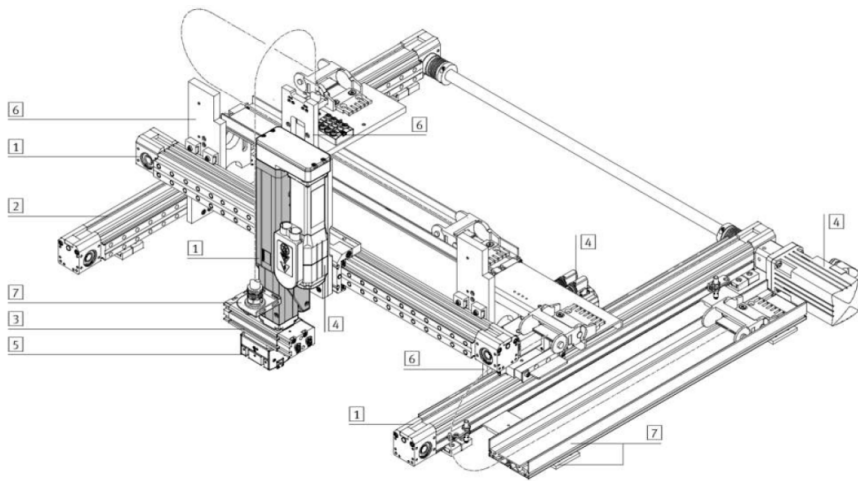
5. Modelowanie napędu wysięgnikowego

Napędy wysięgnikowe stosowane są w układach manipulacyjnych jak i zespołach roboczych maszyn (rys. 5.1, 5.2).



Elementy systemu i osprzęt		Opis
1	Napędy pneumatyczne	Szeroki zakres możliwości łączenia w układach manipulacyjnych i systemach montażu
2	Chwytaaki	Dużo różnorodnych typów w układach manipulacyjnych i systemach montażu
3	Adaptory	Do łączenia napędów Do łączenia napędów z chwytaakiem
4	Elementy konstrukcyjne	Profile i łączniki profili, jak również łączniki do łączenia profili z napędem
5	Silniki	Silniki serwo i skokowe z lub bez przekładni
6	Napędy elektryczne	Szeroki zakres możliwości łączenia w układach manipulacyjnych i systemach montażu
-	Komponenty instalacyjne	Dla uporządkowanego, bezpiecznego prowadzenia kabli elektrycznych i przewodów pneumatycznych

Rys. 5.1. Przykład zastosowania napędu wysięgnikowego [15]



Elementy systemu i osprzęt		Krótki opis
1	Napędy	Szeroki asortyment opcji łączenia w systemie handlingu i techniki montażowej
2	Oś prowadząca	Dla zwiększenia siły i momentu w układach wieloosiowych
3	Napędy	Szeroki asortyment opcji łączenia w systemie handlingu i techniki montażowej
4	Silniki	Silniki serwo i krokowe
5	Chwytaki	Szeroki asortyment wersji w systemie handlingu i techniki montażowej
6	Adaptory	Do połączenia napęd/napęd i napęd/chwytnak
7	Komponenty instalacyjne	Dla uporządkowanego, bezpiecznego prowadzenia kabli elektrycznych i przewodów pneumatycznych

Rys. 5.2. Przykład zastosowania napędu wysięgnikowego [15]

5.1. Budowa napędu wysięgnikowego

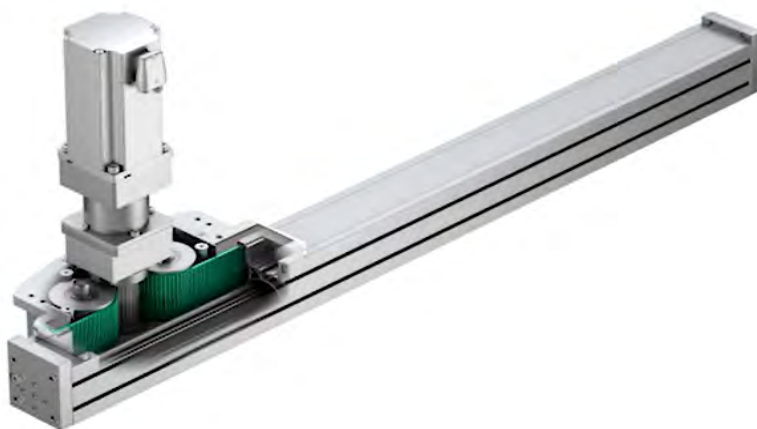
Od napędów wysięgnikowych wymaga się dużej powtarzalności, a w zależności od aplikacji dużej dynamiki pracy bądź dużej siły wystarczającej na realizację zakładanych przemieszczeń. Wykorzystywane są tutaj dwa rodzaje sposobów przeniesienia napędu:

- napęd pasowy,
- napęd śrubowy.

W przypadku napędu wykorzystującego pas napędowy (rys 5.3) napęd wysięgnikowy napędzany jest za pomocą koła pasowego osadzonego w wózku. Przesuwa się on wzdłuż nieruchomego paska zębatego o skończonej długości w , tworząc

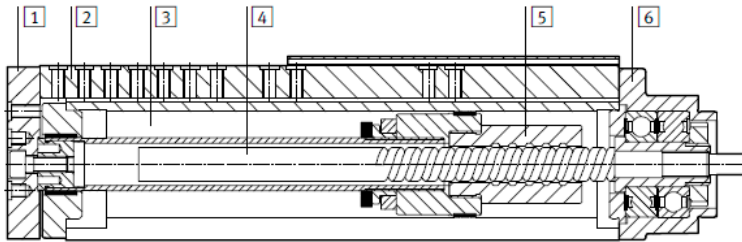
opasanie w kształcie litery omega. Wyjątkowo płaska konstrukcja głowicy napędu zdecydowanie polepsza charakterystykę pracy układu. Napęd wysięgnikowy z prowadnicą toczną i napędem z paskiem zębatym umożliwia uzyskanie dużych wartości skoku roboczego napędu, znacznych przyspieszeń przy odpowiednio wysokiej dokładności i powtarzalności. To sprawia, że jest stosowany do systemów manipulacyjnych oraz innych zastosowań, w których konieczne jest przemieszczanie dużych obciążeń na duże odległości.

Wysoka dynamika pracy wynika z budowy napędu o zmniejszonej masie elementów ruchomych: silnik, przekładnia i głowica napędu są zamocowane nieruchomo, a tylko główny profil nośny jest przemieszczany wraz z obciążeniem. Powtarzalność takiego napędu sięga 0,05 mm przy obciążeniu do 20 kg i skoku do 1000 mm. Napędy te mogą pracować zarówno poziomo, jak i pionowo. Silnik w napędzie może być montowany zarówno prostopadle do profilu, jak i równolegle, co uzależnione jest od rodzaju zastosowanej przekładni.



Rys. 5.3. Napęd wysięgnikowy z paskiem zębatym [15]

Napędy o napędzie śrubowo-tocznym występują w dwóch odmianach – jako napędy z napędzaną śrubą (rys. 5.4, rys 5.5) i napędzaną nakrętką (rys. 5.6). W przeciwieństwie do konwencjonalnych konstrukcji z obracającą się śrubą pociągową i nieruchomą nakrętką, w tym rozwiązaniu napędzana nakrętka obraca się na nieruchomej śrubie pociągowej. Dzięki unieruchomieniu śruby pociągowej oraz dokładnemu ruchowi obrotowemu i ruchowi w płaszczyźnie napędzanej nakrętki może zostać przekroczona krytyczna, ze względu na moment zginający, prędkość obrotowa. Dzięki zastosowaniu takiego rozwiązania konstrukcyjnego możliwe jest uzyskanie wyższych prędkości technologicznych, a przez to można wykorzystać maksymalną prędkość obrotową nakrętki.

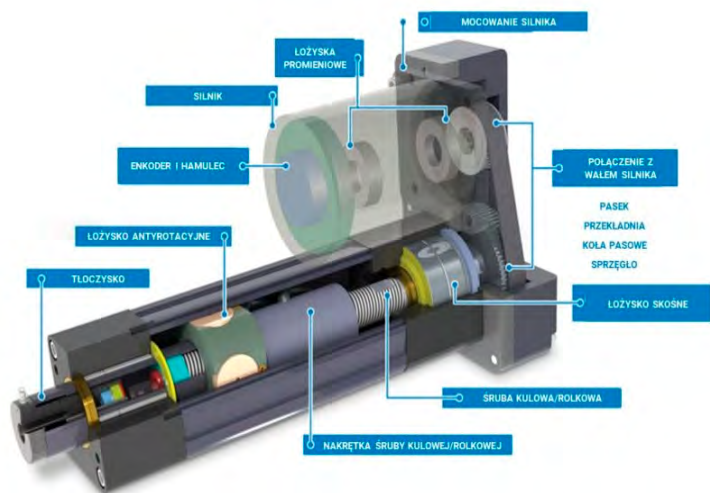


Napęd		
1	Płyta spinająca	Anodowany stop aluminium
2	Szyna przewodnicy	Stal walcowana
3	Korpus	Anodowany stop aluminium
4	Śruba pociągowa	Stal walcowana
5	Nakrętka śruby	Stal walcowana
6	Pokrywa końcowa	Malowane aluminium
Uwagi o materiałach		Zgodne z RoHS Zawierają PWIS (substancje uszkadzające powierzchnie malowane)

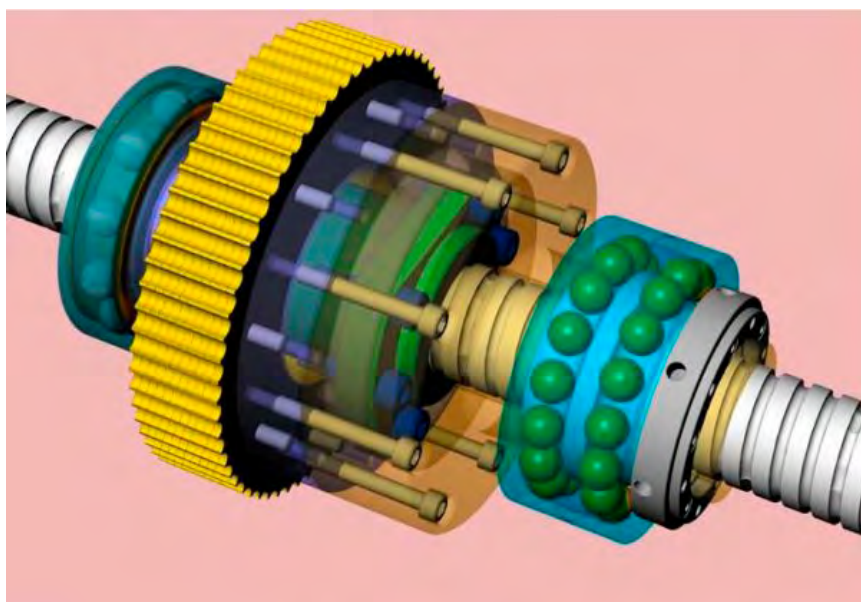
Rys. 5.4. Napęd wysięgnikowy z napędzaną śrubą [15]

Napędy wysięgnikowe oparte na mechanizmie śrubowo-tocznym mają następujące właściwości [23]:

- dużą gęstość mocy – wysokie siły przy niewielkich wymiarach korpusu,
- możliwość ukrycia kabli wewnątrz profilu,
- obecność wstępnie zainstalowanych czujników siły pozwala na precyzyjne sterowanie pracą napędu,
- zoptymalizowana budowa zapewniająca bezpieczne użytkowanie i łatwe czyszczenie,
- długi okres eksploatacji,
- zmniejszone koszty konserwacji dzięki dostępnemu w kołnierzu cylindra gniazdu smarowania,
- łatwa wymiana dzięki mocowaniu kołnierzowemu ISO (wg ISO 15552:2005-12), które gwarantuje pełną zamienność z siłownikami pneumatycznymi,
- wbudowane zabezpieczenie tłoczyska przed obrotem,
- obniżony poziom emitowanego hałasu.



Rys. 5.5. Napęd wysięgnikowy z napędzaną śrubą i ruchomą nakrętką [24]



Rys. 5.6. Budowa napędu z napędzaną nakrętką

5.2. Zasady doboru napędu

W tabeli 5.1 przedstawiono poszczególne kroki umożliwiające dobór właściwej wielkości siłownika elektrycznego do napędu wysięgnikowego. Siłownik elektryczny należy dobrać w oparciu o określone parametry wymagane dla przewidywanego zastosowania. Wymagane parametry należy obliczać w sposób podany w poszczególnych krokach procedury doboru. Jeśli wymagane w danym zastosowaniu parametry przekraczają wartości dopuszczalne, należy dobrać większy siłownik elektryczny i ponownie sprawdzić wartości dopuszczalne.

Podane poniżej wzory zawierają równania matematyczne służące do obliczenia siły osiowej wymaganej do wysunięcia lub cofnięcia śruby napędu (rys. 5.8). Znajomość tej siły jest również potrzebna do określenia przewidywanego okresu eksploatacji.

Siłę niezbędną do wysunięcia tłoczyska obliczamy ze wzoru:

$$F_{x,a,j} = (F_{x,ext} + F_{fr,ext} + (m_{ext} + m_{Ks,0} + m_{Kse} + m_{Ks,0} + m_{Ks,Skok} \cdot Skok) \cdot (a_{Kj} + \sin\alpha \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}))$$

Siłę niezbędną do cofnięcia tłoczyska obliczamy ze wzoru:

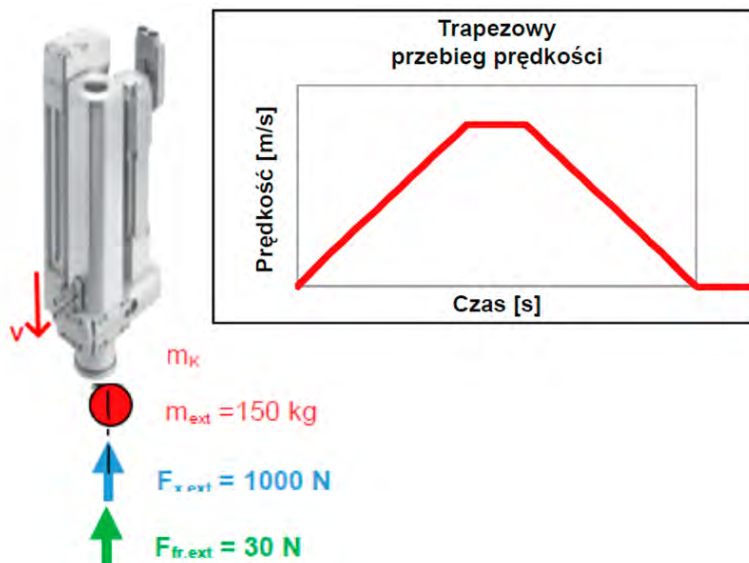
$$F_{x,e,j} = (F_{x,ext} - F_{fr,ext} + (m_{ext} + m_{Ks,0} + m_{Kse} + m_{Ks,0} + m_{Ks,Skok} \cdot Skok) \cdot (-a_{Kj} + \sin\alpha \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}))$$

Przykład:

Montaż pionowy, przemieszczanie masy w dół (rys. 5.7).

Dane:

- Skok = 500 mm = 0,5 m
- Skok śruby = 5 mm
- Końcówka tłoczyska: gwint zewnętrzny
- Zmiana prędkości w czasie, rampa trapezoidalna
- Przyspieszenie $a_K = 4 \text{ m/s}^2$
- $m_{ext} = 150 \text{ kg}$
- $F_{x,ext} = 1000 \text{ N}$
- $m_{K,se} = 0,15 \text{ kg}$
- $m_{Ks,0} = 0,15 \text{ kg}$
- $m_{Ks,Skok} = 1,85 \text{ kg/m}$
- Kąt ustawienia $\alpha = -90^\circ$
- Zewnętrzna siła tarcia = 30 N



Rys. 5.7. Przykładowy rozkład sił na napędzie i profil pracy

Przypadek obciążenia: przyspieszenie

$$F_{x,a,1} = 1000\text{ N} + 30\text{ N} + \left(150\text{ kg} + 0,15\text{ kg} + 0,15\text{ kg} + 1,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 0,5\text{ m}\right) \cdot \left(4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + \sin(-90^\circ) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 151\text{ N}$$

Przypadek obciążenia: stała prędkość

$$F_{x,a,2} = 1000\text{ N} + 30\text{ N} + \left(150\text{ kg} + 0,15\text{ kg} + 0,15\text{ kg} + 1,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 0,5\text{ m}\right) \cdot \left(0 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + \sin(-90^\circ) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = -454\text{ N}$$

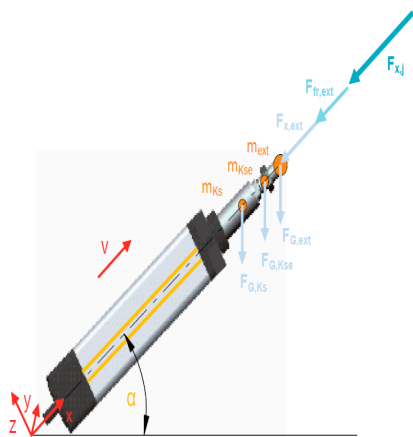
Przypadek obciążenia: zwalnianie

$$F_{x,a,3} = 1000\text{ N} + 30\text{ N} + \left(150\text{ kg} + 0,15\text{ kg} + 0,15\text{ kg} + 1,85 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 0,5\text{ m}\right) \cdot \left(-4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} + \sin(-90^\circ) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = -1058\text{ N}$$

Tabela 5.1. Etapy doboru siłownika elektrycznego do napędu wysięgnikowego

Krok	Wymagane parametry	Dobór
1	Dokładność, warunki otoczenia	Sprawdzenie podstawowych warunków użycia siłownika w aplikacji.
2	Wymagana przestrzeń	Sprawdzenie dostępnej przestrzeni i wybranie sposobu mocowania silnika: osiowo lub równoległe.
3	Siły osiowe	Obliczenie sił osiowych w poszczególnych fazach cyklu roboczego.

Krok	Wymagane parametry	Dobór
4	Wymagana maksymalna siła osiowa	Określenie maksymalnej wymaganej siły osiowej (siła ciągnąca i pchająca).
		Dobór siłownika na podstawie maksymalnej wymaganej siły ciągnącej / pchającej (na podstawie parametrów dla wybranej opcji mocowania silnika: osiowo lub równoległe).
5	Maksymalna prędkość	Dobór skoku śruby dla wybranego siłownika.
6	Maksymalne przyspieszenie	Sprawdzenie, czy maksymalne przyspieszenie nie jest zbyt duże.
7	Dobór skoku	Wybór żądanego skoku: Określenie wymaganego skoku na podstawie skoku użytkowego i przesuwów bezpieczeństwa. Wybór żądanego skoku z listy standardowych wartości skoku lub w przypadku braku żądanego skoku: Określenie długości skoku użytkowego ze stopniowaniem co 1 mm.
8	Dopuszczalna siła nacisku przy uwzględnieniu ryzyka wyboczenia	Sprawdzenie maksymalnej siły nacisku w zależności od skoku i sposobu mocowania. Sprawdzenie możliwość użycia innego sposobu mocowania, który pozwoli uzyskać maksymalną siłę nacisku.
9	Okres eksploatacji	Określenie długości okresu eksploatacji na podstawie równoważnej siły osiowej, warunków otoczenia (współczynnik roboczy) oraz wykresów nominalnego okresu eksploatacji.
10	Dopuszczalne obciążenie boczne	Określenie wielkości sił bocznych dla danego zastosowania oraz porównanie z dopuszczalnymi siłami bocznymi (w zależności od skoku).
11	Cykl smarowania	Sprawdzenie, czy wymagany okres smarowania jest odpowiedni do warunków otoczenia w przewidywanym zastosowaniu.
12	Silnik / przekładnia	Obliczenie momentu obrotowego niezbędnego do wytworzenia w siłowniku wymaganej siły. Wybór odpowiedniego silnika.
13	Kołnierz montażowy silnika	Dobór odpowiedniego kołnierza montażowego silnika.
14	Rodzaj mocowania	Wybór sposobu mocowania siłownika elektrycznego.
15	Tłoczyska siłownika	Dobór końcówki tłoczyska siłownika do mocowania obciążenia.



Obciążenia w czasie pracy

- $F_{x,a,j}$ = Siły osiowe podczas wysuwu w N
- $F_{x,e,j}$ = Siły osiowe podczas cofania w N
- $F_{x,ext}$ = Zewnętrzna siła osiowa w N
- $F_{G,ext}$ = Siła ciężkości działająca na dodatkową masę w N
- $F_{G,Kse}$ = Siła ciężkości działająca na końcówkę tłoczyska siłownika w N
- $F_{G,Ks}$ = Siła ciężkości działająca na tłoczysko siłownika w N
- m_{ext} = Dodatkowa masa w kg
- m_{Kse} = Masa końcówki tłoczyska siłownika w kg (patrz „Wykonanie tłoczyska siłownika” na stronie 31)
- $m_{Ks,0}$ = Masa tłoczyska siłownika przy skoku zerowym w kg (patrz tabela „Parametry techniczne” na stronie 8)
- $m_{Ks,Skok}$ = Masa tłoczyska siłownika na 1 mm skoku w kg (patrz tabela „Parametry techniczne” na stronie 8)
- Skok = Wybrany skok w m
- $a_{k,j}$ = Przyspieszenie na tłoczysku siłownika w m/s^2
- α = Kąt ustawienia w $^\circ$
- $F_{x,max}$ = Maksymalna dopuszczalna siła osiowa w N
- $F_{fr,ext}$ = Zewnętrzna siła tarcia w N

Indeks „j” dotyczy poszczególnych faz w cyklu roboczym

- $F_{x,a,j}$ = Siły osiowe podczas wysuwu w N
- $F_{x,e,j}$ = Siły osiowe podczas cofania w N
- $F_{x,ext}$ = Zewnętrzna siła osiowa w N
- $F_{G,ext}$ = Siła ciężkości działająca na dodatkową masę w N
- $F_{G,Kse}$ = Siła ciężkości działająca na końcówkę tłoczyska siłownika w N
- $F_{G,Ks}$ = Siła ciężkości działająca na tłoczysko siłownika w N
- m_{ext} = Dodatkowa masa w kg
- m_{Kse} = Masa końcówki tłoczyska siłownika w kg
- $m_{Ks,0}$ = Masa tłoczyska siłownika przy skoku zerowym w kg
- $m_{Ks,Skok}$ = Masa tłoczyska siłownika na 1 mm skoku w kg
- Skok = Wybrany skok w m
- $a_{k,j}$ = Przyspieszenia na tłoczysku siłownika w m/s^2
- α = Kąt ustawienia w $^\circ$
- $F_{x,max}$ = Maksymalna dopuszczalna siła osiowa w N
- $F_{fr,ext}$ = Zewnętrzna siła tarcia w N

Indeks „j” dotyczy poszczególnych faz w cyklu roboczym

Rys. 5.8. Parametry obliczeniowe [25]

5.3. Wykonanie ćwiczenia

5.3.1. Cel ćwiczenia

Nabywanie umiejętności modelowania napędu elektromechanicznego wysięgnikowego.

5.3.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.

W celu realizacji ćwiczenia można skorzystać z oprogramowania QuickSearch-Plus (Engineering – Electric Motion Sizing) dostępnego na stronie www.festo.com. Prowadzący może wskazać inny rodzaj oprogramowania do realizacji ćwiczenia.

5.3.3. Treść zadania

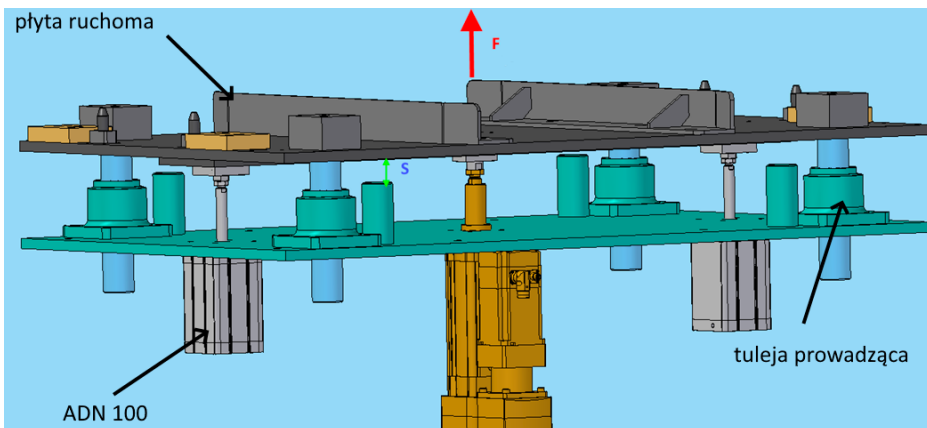
Należy dobrać elektromechaniczny siłownik dla zespołu roboczego przedstawionego na rys. 5.9.

Masa zespołu napędzanego wynosi M [kg]. Odległość przemieszczenia S [mm] ma być realizowana w czasie 1 [s] przy zachowaniu powtarzalności na poziomie $0,05$ [mm]. Układ zbalansowany jest dwoma siłownikami ADN 100. Wymagane jest, aby napęd zapewniał dodatkową siłę docisku F [N] po podniesieniu na wysokość S . Oblicz wartość ciśnienia w siłownikach balansujących. Siła oporu wynikająca z sił tarcia wynosi 150 [N].

Napęd realizuje ruch liniowy wg następującego profilu ruchu:

1. przemieszczenie z pozycji A do B w czasie 1 s,
2. postój w pozycji B 5 s,
3. przemieszczenie z pozycji B do A w czasie 1 s,
4. postój w pozycji A 15 s,

Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 5.2.



Rys. 5.9. Schemat układu roboczego

Tabela 5.2. Wykaz parametrów dla przypadku

Oznaczenie zadania	1	2	3	4	5	6
S [mm]	150	120	50	60	70	80
Oznaczenie zadania	I	II	III	IV	V	VI
F [N]	800	1000	1500	1700	2000	2300
Oznaczenie zadania	A	B	C	D		
M [kg]	120	130	150	180		

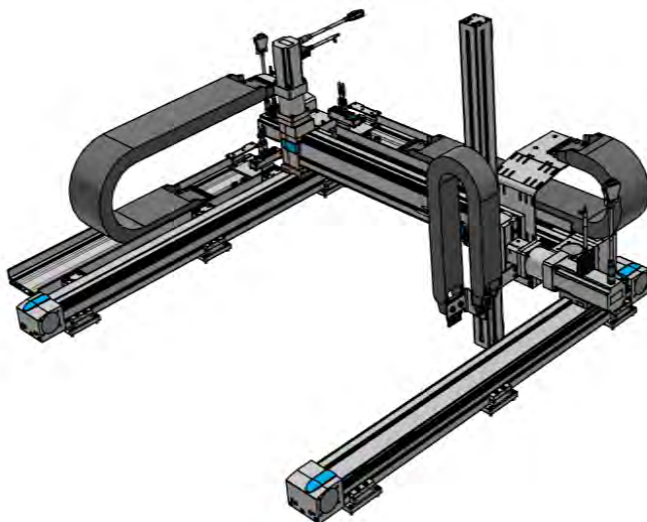
5.3.4. Sprawozdanie

Sprawozdanie powinno zawierać:

- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy doboru,
- 3) wyniki symulacji z omówieniem i wnioskami.

6. Modelowanie systemów handlingowych

Roboty portalowe (kartyzjańskie) (rys. 6.1) często są wykorzystywane do przenoszenia elementów na liniach technologicznych. Większość z nich zalicza się do robotów modułowych, co oznacza, że użytkownik sam może tworzyć ich dowolne konfiguracje kinematyczne [26]. Roboty tego typu są zbudowane z trzech osi liniowych działających w układzie kartyzjańskim. Istnieje przy tym możliwość dodania dodatkowej osi obrotowej pozwalającej właściwie zorientować przenoszony element w przestrzeni. Do ich zalet należy zaliczyć dużą przestrzeń roboczą, dużą dynamikę pracy oraz względnie duży udźwig.



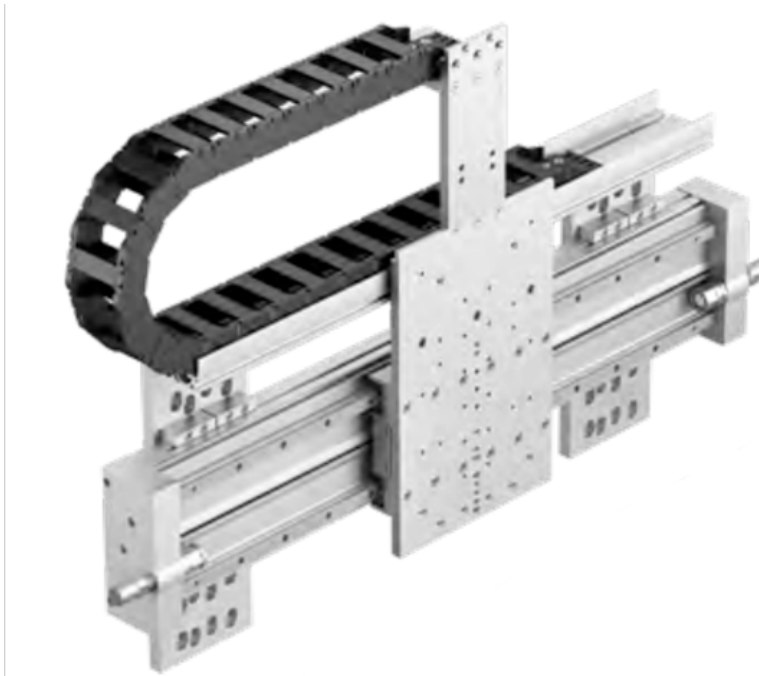
Rys. 6.1. Trójosiowy robot kartyzjański [15]

Manipulator kartyzjański zapewnia wiele korzyści. Te rozwiązania są zawsze dopasowane do zadania i mają optymalne parametry. Ponadto, zastosowanie elektrycznej i pneumatycznej lub ich kombinowanej techniki napędu powoduje, że są to rozwiązania bardzo elastyczne i zapewniają doskonały stosunek jakości do ceny. Bardzo dynamiczne oraz kompaktowe systemy manipulacyjne zapewniają

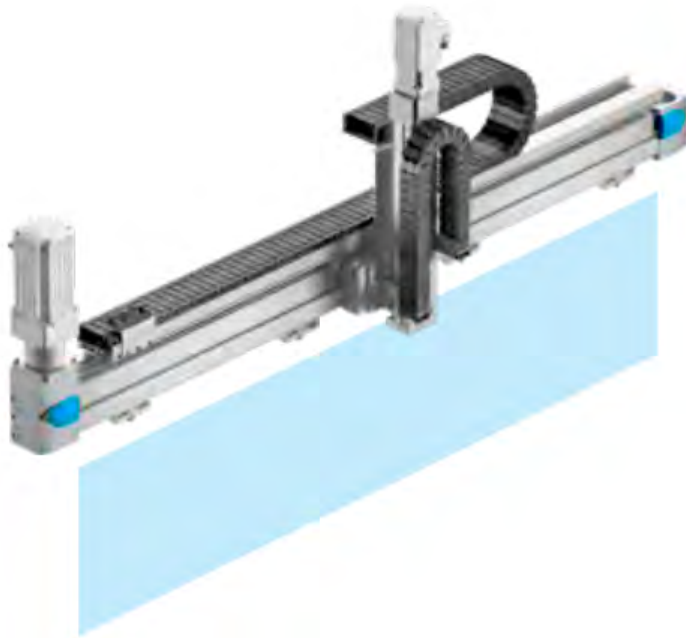
pełną elastyczność w zakresie obciążenia, dynamiki pracy, przestrzeni roboczej i konstrukcji mechanicznej. Systemy te mogą być optymalizowane pod względem przestrzeni zabudowy dzięki konfigurowalnym skokom. W zależności od wymagań danego zastosowania umożliwiają one optymalne pokrycie przestrzeni roboczej.

6.1. Typy robotów kartezyjskich

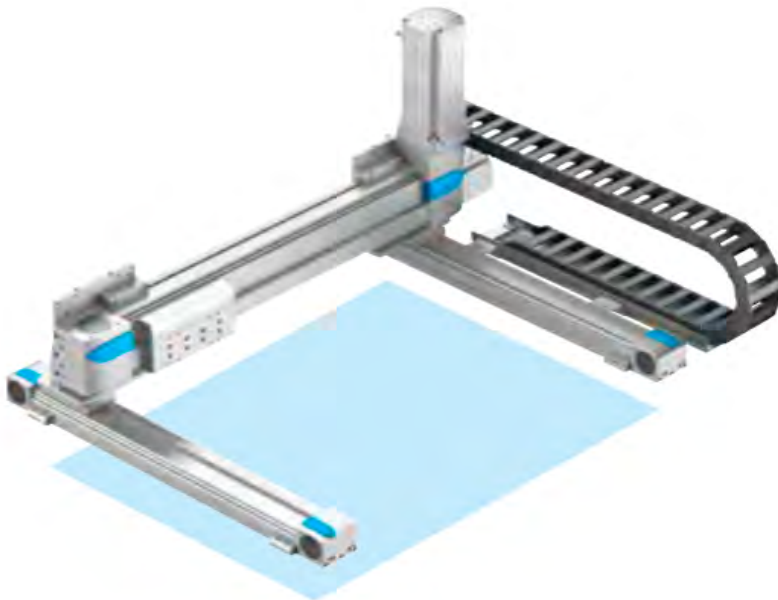
Na rys. 6.2-6.5 przedstawiono typowe rozwiązania konstrukcyjne robotów kartezyjskich.



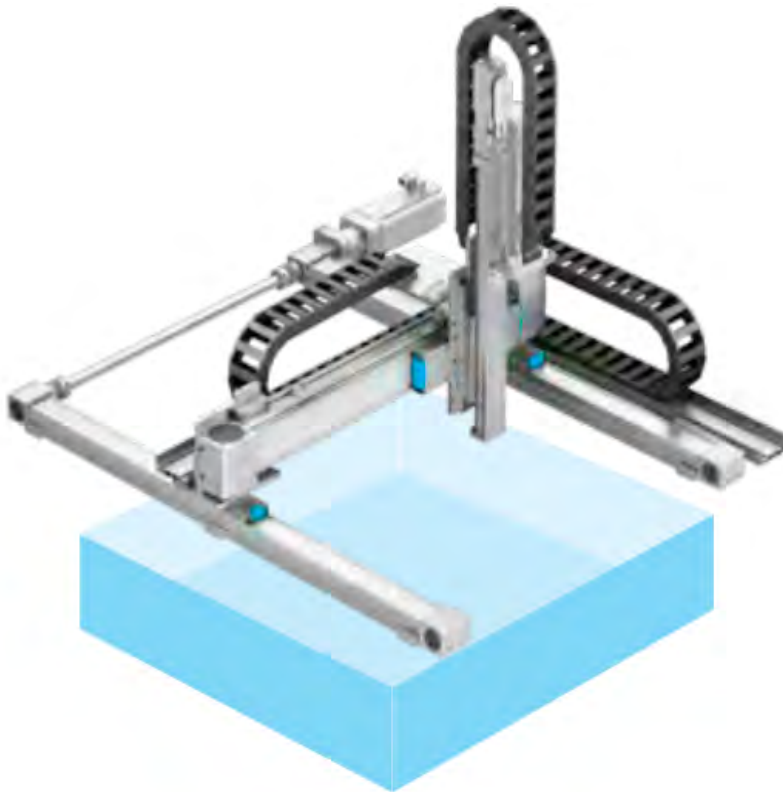
Rys. 6.2. System manipulacyjny jednoosiowy [15]



Rys. 6.3. System manipulacyjny dwuosiowy YZ [15]



Rys. 6.4. System manipulacyjny dwuosiowy XY [15]



Rys. 6.5. System manipulacyjny trójosiowy XYZ [15]

Na rys. 6.6 przedstawiono przykładowe możliwości zastosowania robotów kartezyjskich w aplikacjach przemysłowych. W celu ułatwienia doboru optymalnego rozwiązania dla określonej aplikacji producenci na swoich stronach internetowych udostępniają oprogramowanie wspomagające ten proces. Przykładem takiej aplikacji jest Handling Guide Online firmy Festo. Wybór odpowiedniego rozwiązania realizowany jest w kilku krokach:

1. Wybór rodzaju systemu manipulacyjnego w zależności od potrzeb aplikacyjnych (rys. 6.7).
2. Podanie wymaganych parametrów pracy (rys. 6.8).
3. Definicja cyklu referencyjnego (rys. 6.9).
4. Wybór najbardziej odpowiedniego systemu z listy sugerowanych rozwiązań (rys. 6.10).
5. Przeprowadzenie dodatkowej konfiguracji (rys. 6.11).
6. Prezentacja wyniku konfiguracji z możliwością pobrania modelu CAD i kart danych wybranego rozwiązania, jak również zamówienia systemu (rys. 6.12).

Standardowe systemy manipulacyjne



Separator / wyrzutnik: YXCS



Układanie płyt metalowych: YXCL

Systemy manipulacyjne o wysokiej dynamice



Układanie ogniw akumulatorów: YXML



Ładowanie skrzyń: YXML

Kompaktowe systemy manipulacyjne



Podawanie: YXMF

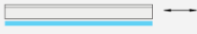

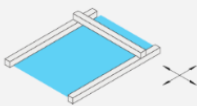
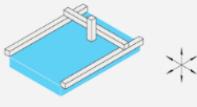
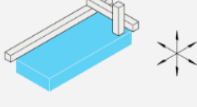


Umieszczanie etykiet YXMR

Rys. 6.6. Przykładowe zastosowania robotów kartezyjskich [15]

Wybór rozwiązania do manipulacji

Proszę wybrać odpowiedni typ manipulacji

<input type="radio"/> System pojedynczy		Ruch jednej osi: Moduł jednoosiowy jako kompletny system. Najprostszy sposób podłączenia do własnej jednostki czolowej. Animacja
<input type="radio"/> Portal liniowy 2D		Ruchy 2D w pionowej przestrzeni roboczej: Portale liniowe jako kompletne systemy. Możliwość połączenia osi z napędem elektrycznym i pneumatycznym. Animacja
<input type="radio"/> Portal powierzchniowy 2D		Ruchy 2D w poziomej przestrzeni roboczej: Portale płaskie jako kompletne systemy. Połączenie osi z napędem elektrycznym Najprostszy sposób podłączenia własnej jednostki Z. Animacja
<input type="radio"/> Portal trójwymiarowy		Ruchy 3D: Portale trójwymiarowe jako kompletne systemy. Możliwość połączenia osi z napędem elektrycznym i pneumatycznym. Animacja
<input type="radio"/> System wysięgnikowy 3D		Ruchy 3D: System wysięgnikowy jako kompletny system. Możliwość połączenia osi z napędem elektrycznym i pneumatycznym.

Rys. 6.7. Okno wyboru systemu

Definicja osi i efektywne obciążenie

Definicja osi

Rodzaj napędu osi
 X Elektrycznie: kilka pozycji
 Y Elektrycznie: kilka pozycji
 Z Elektrycznie: kilka pozycji

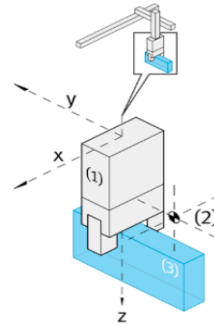
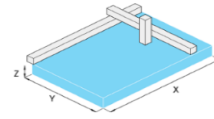
Wymagany skok roboczy
 X mm
 Y mm
 Z mm

Skok roboczy w kierunku Z
 W danych należy uwzględnić rezerwę na skok

Obciążenie użytkowe

Suma ciężarów jednostki czołowej i przenieszonego przedmiotu kg

Odległość środka ciężkości masy
 X mm
 Y mm
 Z mm



Definicja obciążenia użytkowego

- (1) Twoja jednostka przednia
- (2) Środek ciężkości masy
- (3) Twój przedmiot obrabiany

Rys. 6.8. Okno definiowania warunków pracy

Cykl referencyjny do przygotowania systemu

Przesunięcie

Przesunięcie pionowe 1 w kierunku Z 0 .. 100 mm

Przesunięcie poziome w kierunku X/Y
 X 0 .. 500 mm
 Y 0 .. 400 mm

Przesunięcie pionowe 2 w kierunku Z 0 .. 100 mm

Czas cyklu

Czas przejazdu s

Czas pracy chwytaka i czas oczekiwania s

Czas cyklu s

Siła dodatkowa w kierunku Z

W punkcie 1 (+ pchanie, - ciągnięcie) N

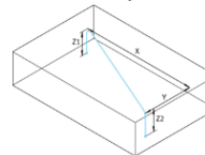
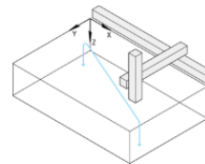
W punkcie 2 (+ pchanie, - ciągnięcie) N

Dostępne napięcie (napięcia) sieciowe

Napięcie nominalne, zasil.obciąż.DC

AC 1-fazowy

AC 3-fazowy



Rys. 6.9. Okno definiowania cyklu referencyjnego

Wynik obliczenia

Wybierz odpowiedni system i kontynuuj konfigurację:

Rozwiązania dot. ograniczenia

Nr	Seria systemu	Wykorzystanie systemu ⁱ	Dokładność powtarzalności (+/-)	Twoja cena
<input checked="" type="checkbox"/>	1	YXCA-2-B	76 %	0.02 mm

System wysięgnikowy 3D YXCA-2-B: #1

Moduł napędowy	Moduł X: napęd ze śrubą ELGC-80	Moduł Y: napęd ze śrubą ELGC-60	Moduł Z: elektryczna jednostka mini EGSC-45
Typ kinematyki	Kinematyka szeregową	Kinematyka szeregową	Kinematyka szeregową
Skok	500 mm	400 mm	100 mm
Dokładność powtarzalności (+/-)	0.01 mm	0.01 mm	0.02 mm
Przekładnia	Bez	Bez	Bez
Typ silnika	Silnik serwo EMMB-AS	Silnik serwo EMMB-AS	Silnik serwo EMMB-AS
Pozycja silnika	W lewą stronę	W lewą stronę	U góry
Pozycjoner silnika	CMMT-AS	CMMT-AS	CMMT-AS
Znamionowe napięcie fazowe	1 faza	1 faza	1 faza
Wykorzystanie przewodnicy ⁱ	76 %	25 %	42 %
Wykorzystanie napędu ⁱ	10 %	8 %	21 %
Wykorzystanie osi ⁱ	2 %	1 %	22 %

Rys. 6.10. Okno wyboru systemu

Konfiguracja systemu



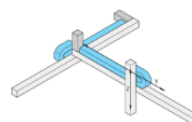
System wysięgnikowy 3D YXCA-2-B

Pozycja silnika i przewodnicy kabli

Pozycja dołączenia silnika

Podłączenie silnika osi X

- ⁱ X W lewą stronę
- ⁱ Osiowy
- ⁱ Y W lewą stronę
- ⁱ Osiowy
- ⁱ Z U góry
- ⁱ Osiowy
- ⁱ W lewą stronę



Przykładowy widok

Przewodnica kabli



Silnik Festo

Proszę pamiętać:

Obliczone dane charakterystyczne zakładają zastosowanie silników Festo.

Typ enkodera na silniku

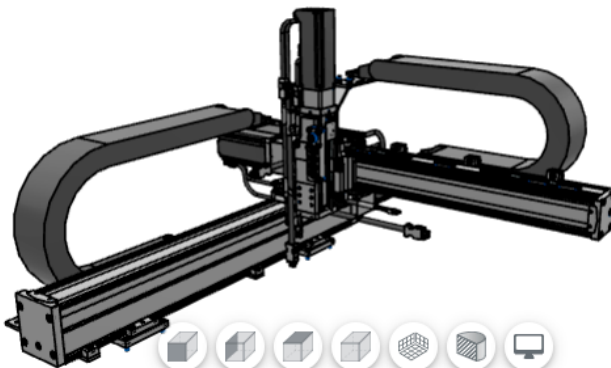
- Silnik Festo
- ⁱ Enkoder bezwzględny, single turn
- X Tak Nie
- Y Tak Nie
- Z Tak Nie

Hamulec silnikowy

Rys. 6.11. Okno dodatkowej konfiguracji

Rozwiązanie w zakresie manipulacji

Przegląd wybranego systemu:



©2022 powered by CADENAS

Aktualizuj podgląd CAD

Twoje dane Twój system Twoje opcje

Cecha	Wartość
Typ manipulacji:	System wysięgnikowy 3D
Obciążenie użytkowe	2 kg
Odległość środka ciężkości masy w kierunku X	0 mm
Odległość środka ciężkości masy w kierunku Y	100 mm
Odległość środka ciężkości masy w kierunku Z	0 mm
Rodzaj napędu osi X	Elektrycznie: kilka pozycji
Rodzaj napędu osi Y	Elektrycznie: kilka pozycji
Rodzaj napędu osi Z	Elektrycznie: kilka pozycji
Skok roboczy w kierunku X	500 mm
Skok roboczy w kierunku Y	400 mm
Skok roboczy w kierunku Z	100 mm

Rys. 6.12. Okno prezentacji wyniku konfiguracji

6.2. Wykonanie ćwiczenia

6.2.1. Cel ćwiczenia

Nabycie umiejętności modelowania systemów handlingowych.

6.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.

W celu realizacji ćwiczenia można skorzystać z oprogramowania QuickSearch-Plus (Engineering – Electric Motion Sizing – Aplikacja w układzie wieloosiowym) dostępnego na stronie www.festo.com. Dostęp możliwy jest również bezpośrednio poprzez stronę internetową. Prowadzący może wskazać inny rodzaj oprogramowania do realizacji ćwiczenia.

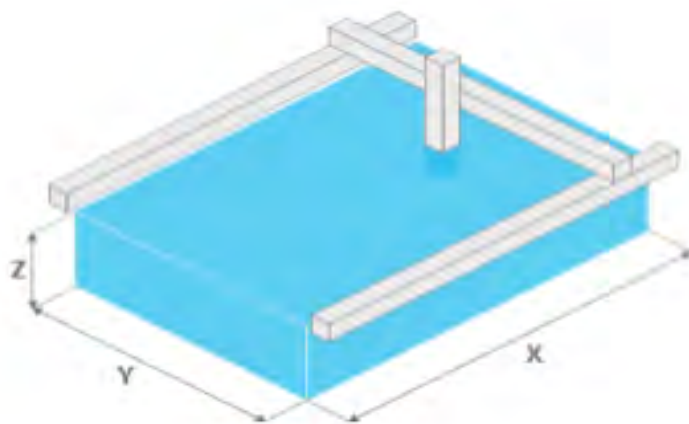
6.2.3. Treść zadania

Dobierz system handlingowy trójosiowy który będzie realizował następujące zadanie: należy zapewnić możliwość przemieszczenia części w polu roboczym o wymiarach podanych na rys. 6.13. Wielkość pola roboczego zostanie zdefiniowana przez prowadzącego. Wysokość pobierania ładunku i odkładania musi być programowalna w celu osiągnięcia więcej niż dwóch pozycji. Odkładanie i pobieranie będzie realizowane w sposób swobodny bez dodatkowych oddziaływań.

Cykl referencyjny:

System ma być zdolny przemieścić się w osiach: $Z=100$ [mm], $X=300$ [mm], $Y=400$ [mm] w czasie 2 [s] przy czasie cyklu 3 [s].

Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 6.1.



Rys. 6.13. Wymiary obszaru roboczego

Tabela 6.1. Wykaz parametrów dla przypadku

Oznaczenie zadania	1	2	3	4	5	6
X [mm]	500	600	700	800	900	1000
Oznaczenie zadania	I	II	III	IV	V	VI
Y [mm]	400	500	600	700	800	900
Oznaczenie zadania	A	B	C	D		
Z [mm]	100	130	150	180		

6.2.4. Sprawozdanie

Sprawozdanie powinno zawierać:

- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy doboru,
- 3) wyniki symulacji z omówieniem i wnioskami.

7. Napędy serwo – zasady doboru

Bardzo często w elementach zautomatyzowanych linii wytwórczych wykorzystywane są serwonapędy. Napędy te charakteryzują się bardzo dobrymi właściwościami dynamicznymi i statycznymi w obrębie regulacji prędkości obrotowej i położenia. Serwonapędy służą do precyzyjnej regulacji parametrów ruchu, zwłaszcza pozycjonowania osi wału silnika, kontroli prędkości obrotowej i kontroli momentu. Pozycjonowanie osi jest to sposób sterowania osią tak, aby przyjmowała ona ściśle określone położenie z zachowaniem zadanych parametrów ruchu, takich jak: prędkość, przyspieszenie, kąt obrotu. Ogólnie można stwierdzić, że serwonapęd to zamknięty układ automatycznej regulacji położenia, w których wielkościami zadanymi mogą być przemieszczenie lub położenie. W większości przypadków w układzie tym występuje pomiar rzeczywistego przemieszczenia, który w sprzężeniu zwrotnym połączony jest z regulatorem dążącym do osiągnięcia przez układ zadanej wartości [9].

Serwonapędy posiadają szereg zalet, do których należą m.in.:

- bardzo dobre właściwości dynamiczne,
- duża sztywność charakterystyki mechanicznej,
- szeroki zakres bezstopniowej regulacji prędkości,
- możliwość precyzyjnego sterowania przemieszczeniem,
- duże przyspieszenia,
- wysoka stabilność pracy, w tym duża odporność na zakłócenia ruchu wywołane zmiennymi siłami,
- możliwość monitorowania pracy.

7.1. Podstawowe parametry serwonapędów

Współczesny serwonapęd to kompletny układ napędowy składający się ze sterownika, silnika elektrycznego, hamulca oraz modułu sprzężeń zwrotnych – enkodera, resolvera lub tachometru, pracujących w układzie pętli zamkniętej sprzężenia zwrotnego. Na rys. 7.1 przedstawiono schematycznie zasadę działania serwonapędu. W skład serwonapędów wchodzi:

- sterownik ruchu, który odpowiada za generowanie wartości nastaw i zamyka pętlę sprzężenia zwrotnego od kontroli pozycji, prędkości, obciążenia,
- wzmacniacz, którego zadaniem jest przekształcenie sygnału kontrolnego pochodzącego od sterownika ruchu na prąd lub napięcie wymagane przez silnik napędowy,
- czujniki (enkoder, resolver, tachometr, urządzenia z efektem Halla) służące do kontroli położenia wału silnika, jego prędkości lub siły (momentu sił) w układzie napędowym,
- hamulec, którego zadaniem jest blokowanie osi napędu po osiągnięciu zdefiniowanej pozycji.



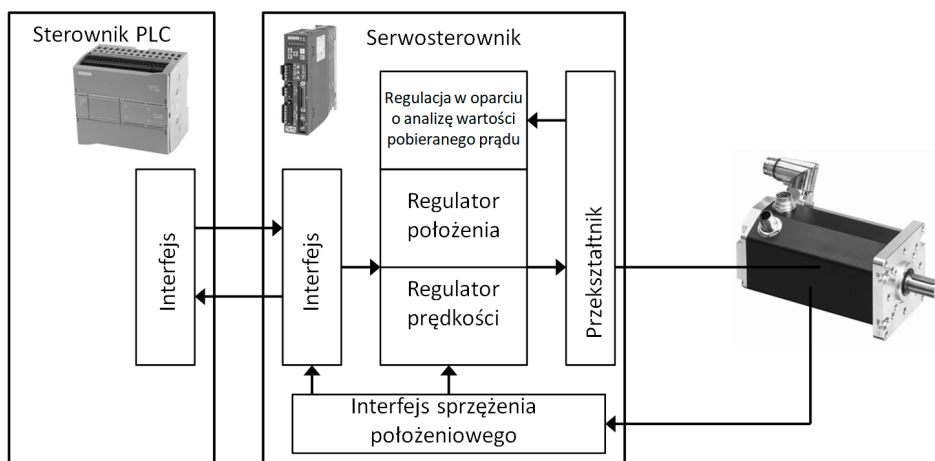
Rys. 7.1. Koncepcja sterowania serwonapędem [9]

Za sterowanie ruchem w serwonapędach odpowiadają serwosterowniki. Są to zazwyczaj specjalizowane urządzenia do sterowania serwsilnikami, które umożliwiają regulację prędkości oraz położenia kąтового wału silnika. W układzie serwonapędu zadaniem serwosterownika pracującego w zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego jest, w oparciu o otrzymywane dane z enkodera lub innego układu pomiarowego, takie sterowanie silnikiem napędowym, aby uzyskać założony skutek, np. obrót wału silnika o określony kąt. Układ pomiarowy śledzi aktualne położenie wału silnika lub inną wartość istotną z punktu widzenia realizacji procesu. Powoduje to, że w przypadku zmian po stronie napędowej, np. gwałtownego wzrostu obciążenia, układ sterowania koryguje pozycję wału, zapobiegając utracie synchronizacji silnika. W zależności od przyjętej metody regulacji silnik może dążyć do osiągnięcia zadanej pozycji lub utrzymywać prędkość obrotową niezależnie od powstałych zakłóceń. Serwosterowniki są układami cyfrowymi, ale umożliwiają kontrolę pracy silników zarówno sterowanych analogowo, jak i cyfrowo. Większość silników jest sterowana analogowo za pomocą sygnałów 0-10 V. Silniki sterowane falownikiem lub silniki skokowe są sterowane cyfrowo.

Pełne wykorzystanie możliwości funkcjonalnych serwo sterowników uzyskuje się przy sterowaniu cyfrowym przy pomocy zainstalowanego mikrokontrolera pozwalającego na uzyskanie czasów próbkowania rzędu kilkudziesięciu mikrosekund oraz zamknięcia wewnętrznej pętli pozycjonowania w czasie rzędu kilkuset mikrosekund. Cyfrowe sterowanie serwonapędem może być realizowane poprzez [9]:

- sterowanie z wykorzystaniem interfejsu prędkościowego,
- sterowanie z wykorzystaniem interfejsu położeniowego,
- sterowanie z wykorzystaniem interfejsu momentowego.

Obecnie coraz częściej wykorzystywane są interfejsy z inteligentnym systemem kontroli. W tych rozwiązaniach wszystkie obwody sterowania znajdują się w serwo sterowniku (rys. 7.2). Użytkownik może wybrać sposób lub sposoby sterowania oraz warunki, jakie mają być spełnione. Sterownik PLC służy do przesyłania informacji o wymaganych prędkościach, przemieszczeniach czy momentach. Rozwiązanie to umożliwia również pracę serwonapędu z wykorzystaniem binarnego sposobu sterowania, co jest szczególnie korzystne dla aplikacji, w których nie występuje potrzeba zmiany parametrów w trakcie realizacji procesu. W takim wypadku wszystkie informacje niezbędne do realizacji procesu zapisane są w pamięci serwo sterownika [9].



Rys. 7.2. Schemat sterowania serwonapędem z interfejsem inteligentnym [9]

Serwonapędy wyposażane są w interfejsy komunikacyjne. Do najczęściej stosowanych należą: Ethernet (Profinet, EtherNet/IP), Profibus, RS232, RS485, które umożliwiają szybką komunikację z jednostką nadrzędną lub wymianę informacji pozwalającą na synchroniczną pracę wielu serwo silników. Serwo silnikiem może być bezszczotkowy silnik synchroniczny prądu przemiennego z magnesami

trwałymi zamontowanymi na wirniku z wbudowanym enkoderem lub, rzadziej stosowany, bezszczotkowy silnik prądu stałego. Od innych rodzajów silników elektrycznych serwosilniki odróżniają się tym, że mają ustalone charakterystyki parametrów pracy. Często stosowane są silniki krokowe zasilane impulsami prądowymi, co powoduje ich ruch obrotowy o ściśle określony kąt. Kąt obrotu wirnika jest więc uzależniony od liczby impulsów prądowych. W serwonapędach znalazły szerokie zastosowanie enkodery, czyli przetworniki położenia. Enkodery przekształcają ruch mechaniczny na sygnały elektryczne lub optyczne. Stosowane są dwie metody pomiaru – inkrementalna, czyli przyrostowa i absolutna, oraz dwie główne techniki pomiaru – optyczna i magnetyczna. Do pomiaru kąta wykorzystywane są również resolwery. Przekształcają one pozycję kątową rotora na dwa napięcia elektryczne, co w konsekwencji pozwala na określenie pozycji absolutnej. Nowoczesne resolwery są zazwyczaj bezszczotkowe, a informacje o położeniu przekazywane mogą być z wykorzystaniem indukcji [9].

7.2. Zasady doboru serwonapędów

Wybór odpowiedniego serwosilnika wymaga przeanalizowania wielu jego parametrów w odniesieniu do potrzeb napędu maszyny, której będzie elementem. Skutki błędnej decyzji mają wpływ na jej pracę. Może wystąpić przegrzewanie się silnika czy brak pełnej kontroli nad parametrami pracy. Serwosilniki sprawdzają się głównie tam, gdzie konieczna jest kontrola położenia obciążenia lub gdzie trzeba często zmieniać kierunek obrotów. Są one również niezastąpione w aplikacjach, w których liczy się szybkość wprawiania w ruch, a następnie zatrzymania osi w danym położeniu i to z dużą dokładnością. W wielu innych przypadkach można je zastąpić rozwiązaniami alternatywnymi – przykładowo tańszymi silnikami skokowymi (krokowymi).

Wybierając serwosilnik nie należy opierać się wyłącznie na wymaganym momencie obrotowym. Nie powinno się również sugerować wyłącznie mocą znamionową serwosilnika, który był używany do tej pory, jeżeli wybieramy nowy, który ma go zastąpić. Wynika to z tego, że parametr ten nie opisuje wszystkich wymagań stawianym serwonapędowi.

Jednym z kluczowych parametrów decydujących o jakości pracy serwosilnika jest stosunek bezwładności (inercji) obciążenia do bezwładności serwosilnika. Częstym błędem w tym zakresie jest na przykład założenie, że najlepsza wartość tej proporcji to 1:1 albo sztywne trzymanie się ogólnie przyjętych zaleceń mówiących, że stosunek ten w wybranych przypadkach może wynosić 3:1 czy 10:1. Im mniejszy jest ten stosunek, tym wydajność silnika jest większa. Im dokładniej dopasowane są inercje obciążenia i silnika, tym szybsza, płynniejsza i dokładniejsza jest rów-

niez kontrola położenia tego pierwszego. W przypadku, gdy nie jest wymagana duża dokładność w zakresie kontroli pracy serwosilnika wartość stosunku inercji może być znacznie większa.

Bezwładność serwosilnika jest jego cechą charakterystyczną, która zależy od jego budowy. Wartość tej wielkości znaleźć można w dokumentacji urządzenia. Bezwładność obciążenia może mieć natomiast wiele składników. Każdy element, który jest wprawiany w ruch przez silnik, wnosi bowiem wkład w wypadkową inercję obciążenia. Oblicza się ją przeważnie korzystając ze specjalnego oprogramowania. Czasami jednak, w wypadku nietypowych obciążeń, obliczenia trzeba wykonać samodzielnie. Przykładem jest sytuacja, w której oś przecinająca środek masy obracającego się obiektu nie pokrywa się z osią, względem której się on obraca. Bezwładność tego obciążenia można bez problemu wyznaczyć, jeżeli osie są równoległe. Korzysta się wówczas z zależności, zgodnie z którą inercję tego obciążenia względem środka masy powinno się powiększyć o iloczyn jego masy i odległości dzielącej oś obrotu od środka masy podniesionej do kwadratu.

Mając do wyboru kilka silników, które zapewniają odpowiedni stosunek inercji, przed podjęciem ostatecznej decyzji sprawdzić trzeba, czy dany model zapewni również wystarczającą prędkość i odpowiedni moment obrotowy. W tym celu należy przeanalizować charakterystykę silnika, która określa wzajemną zależność obu tych wielkości. Informacje odczytane z tego wykresu powinno się odnieść do wymogów aplikacji, które mogą być opisane na przykład krzywymi profilów ruchu: prędkości oraz momentu obrotowego w funkcji czasu (rys. 7.3). Często spotykany jest profil trapezowy pracy napędu (rys. 7.4). W takim przypadku moment obrotowy na początku ma największą wartość, która jest wymagana, aby pokonać tarcie i wprawić w ruch nieruchome do tej pory obciążenie. Po osiągnięciu przez nie docelowej prędkości (po czasie t_a) moment powinien być utrzymywany na określonym poziomie, potrzebnym do pokonania tarcia i podtrzymania wymaganej szybkości (przez czas t_c). Aby zatrzymać obciążenie, wytwarzany jest moment hamujący (czas t_d). Nie musi on już być tak duży, jak moment wytwarzany przy rozpędzaniu. Wynika to stąd, że w zatrzymaniu obciążenia „pomaga” tarcie. Na podstawie profilu ruchu wyznaczyć można dwie wielkości kluczowe przy wyborze odpowiedniego serwosilnika: maksymalny (T_{max}) i średni (T_{RMS}) moment obrotowy [18].

$$T_{max} = T_a + T_c$$

gdzie:

T_a – wymagany moment w czasie przyspieszania niezbędny do pokonania sił oporu,

T_c – moment niezbędny do zrównoważenia działania sił grawitacji, tarcia i innych sił zewnętrznych.

Wartość średnią momentu obrotowego można wyliczyć ze wzoru [18]:

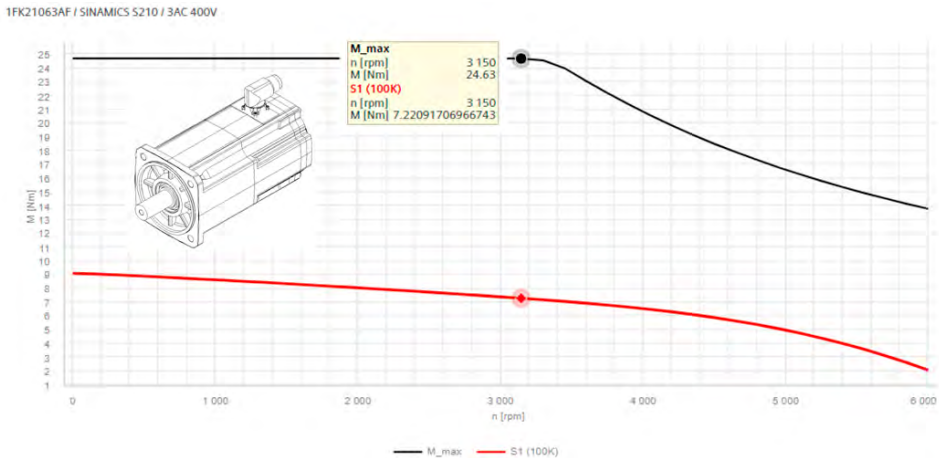
$$T_{RMS} = \sqrt{\frac{(T_a^2 \cdot t_a + T_c^2 \cdot t_c + T_d^2 \cdot t_d + T_h^2 \cdot t_h)}{(t_a + t_c + t_d + t_h)}}$$

gdzie:

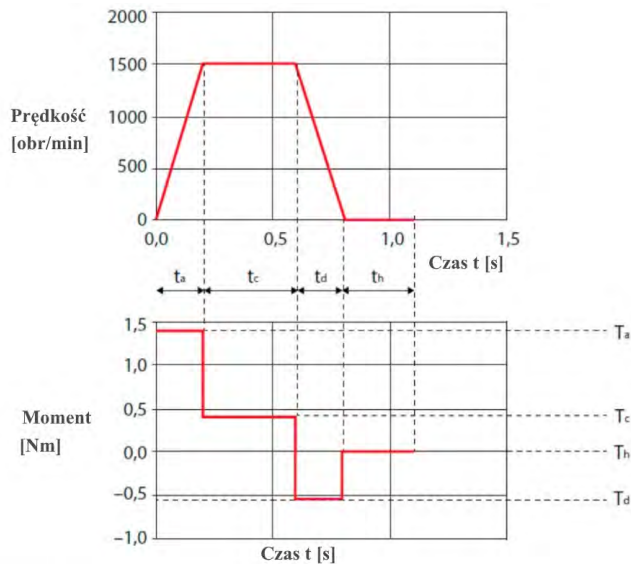
T_d – momenty w czasie zwalniania,

T_h – moment w czasie zatrzymania.

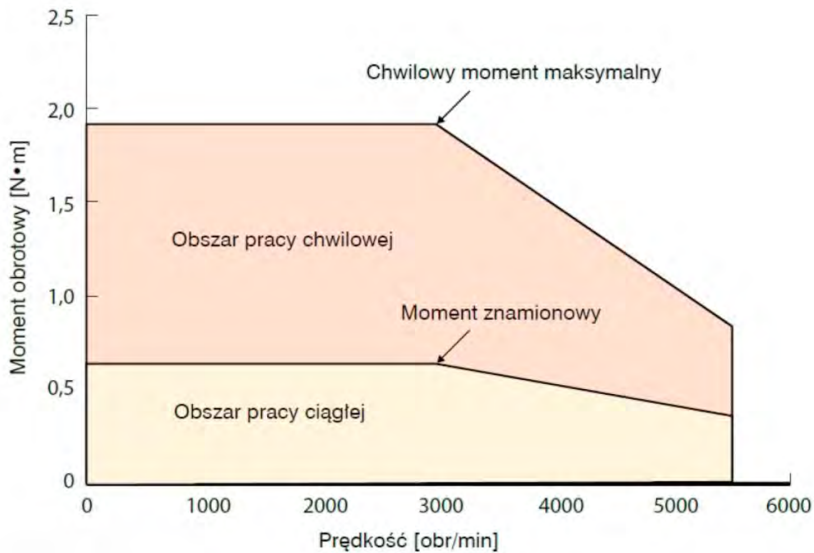
Na charakterystyce momentu obrotowego serwosilnika w funkcji jego prędkości wyróżnia się dwa obszary pracy: ciągłej i chwilowej. Z wykresu tego można też odczytać kilka ważnych wielkości (rys. 7.5). Jedną z nich jest znamionowy moment obrotowy. Jest to największy moment, jaki silnik może wytworzyć w sposób ciągły, przy prędkości znamionowej. Wartość tę wyznacza punkt maksymalnej temperatury pracy silnika. Prędkość znamionowa jest to natomiast największa szybkość, przy której możliwy jest do uzyskania znamionowy moment obrotowy. Silnik może się co prawda obracać z prędkością większą niż znamionowa, jednak im szybciej się obraca, tym mniejszy moment obrotowy wytwarza.



Rys. 7.3. Przykładowa charakterystyka serwosilnika



Rys. 7.4. Przykład profilu ruchu



Rys. 7.5. Charakterystyka momentu obrotowego silnika w funkcji jego prędkości [18]

Jeśli wymagana kombinacja momentu obrotowego i prędkości wypada w obszarze pracy ciągłej serwośilnika, oznacza to, że zapewnia on utrzymanie obu tych wielkości przez cały czas pracy. Nie nastąpi przegrzanie napędu. Jeżeli natomiast wymagana kombinacja momentu obrotowego i prędkości wypada

w drugim obszarze pracy silnika, może on je zapewnić tylko przez określony czas. Po jego upływie napęd zacznie się przegrzewać. Taki stan zwykle aktywuje jego zabezpieczenia. Nie oznacza to jednak, że taki model powinno się od razu odrzucić. Jeżeli bowiem moment ten jest potrzebny tylko przez krótki czas, na przykład w czasie rozpędzania lub hamowania maszyny, taki silnik także może się w danym zastosowaniu sprawdzić. Reasumując, jeżeli średni moment obrotowy T_{RMS} wymagany w danym zastosowaniu wypada w obszarze pracy ciągłej, serwo-silnik został dobrany poprawnie. Jeśli z kolei maksymalny potrzebny moment obrotowy T_{max} wypadnie w tym zakresie pracy, silnik z dużym prawdopodobieństwem został przewymiarowany [18].

Wybierając serwo-silnik należy zwrócić uwagę również na rodzaj jego zasilania (liczbę faz) oraz odporność na warunki środowiskowe takie jak temperatura i wilgotność. Uwzględnić powinno się również nietypowe warunki, w jakich będzie pracować. Na przykład elementy serwo-silników, które narażone będą na kontakt z wodą lub chemikaliami, o co nietrudno na przykład w przemyśle spożywczym, farmaceutycznym i zakładach chemicznych, są budowane ze stali nierdzewnej. Tam, gdzie występuje zagrożenie wybuchem należy stosować silniki posiadające odpowiednie atesty [18].

7.3. Wykonanie ćwiczenia

7.3.1. Cel ćwiczenia

Nabycie umiejętności doboru serwonapędów.

7.3.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.

W celu realizacji ćwiczenia można skorzystać z oprogramowania dostępnego na stronie <https://mall.industry.siemens.com/spice/jom/jom/> (należy wybrać *Układy napędowe serwo*). Prowadzący może wskazać inny rodzaj oprogramowania do realizacji ćwiczenia.

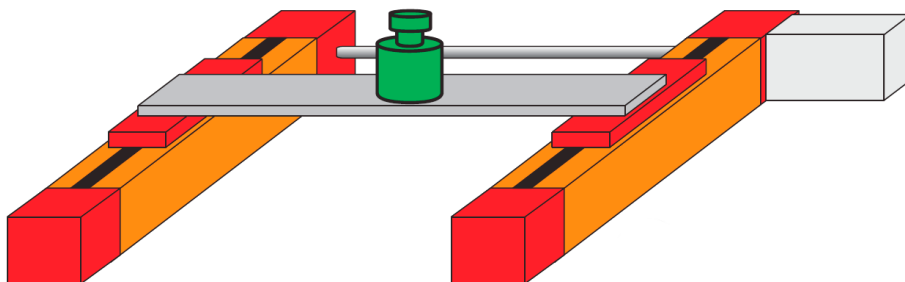
7.3.3. Treść zadania

Dobierz napęd serwo do niżej zdefiniowanej aplikacji (rys. 7.6).

Silnik Serwo ma być połączony z układem roboczym bezpośrednio, bez wykorzystania przekładni. Do realizacji przemieszczenia niezbędne jest osiągnięcie przez silnik prędkości obrotowej 2950 obr./min przy momencie znamionowym X Nm. Napięcie zasilania układu wynosi 230/400 V. Maksymalny moment obrotowy wymagany do osiągnięcia przyspieszenia układu wynosi dwukrotność

wartości zdefiniowanego momentu znamionowego. Połączenie z wałem napędu będzie realizowane poprzez sprzęgło łączone z wałem silnika na wpust. Układ musi być zabezpieczony przed możliwością przemieszczenia po zaniku napięcia zasilającego. Pozycja napędu będzie kontrolowana przy wykorzystaniu Encodera o rozdzielczości 22/12 bitów. Napęd będzie pracował w warunkach normalnych.

Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 7.1.



Rys. 7.6. Schemat układu roboczego

Tabela 7.1. Wykaz parametrów dla przypadku

Oznaczenie zadania	1	2	3	4	5	6
X [Nm]	0,3	0,6	0,8	1	1,2	1,4
Oznaczenie zadania	7	8	9	10	11	12
X [Nm]	1,6	1,8	2	1,2	2,4	2,6
Oznaczenie zadania	12	14	15	16	17	18
X [Nm]	2,8	3	3,3	3,6	3,9	4,5

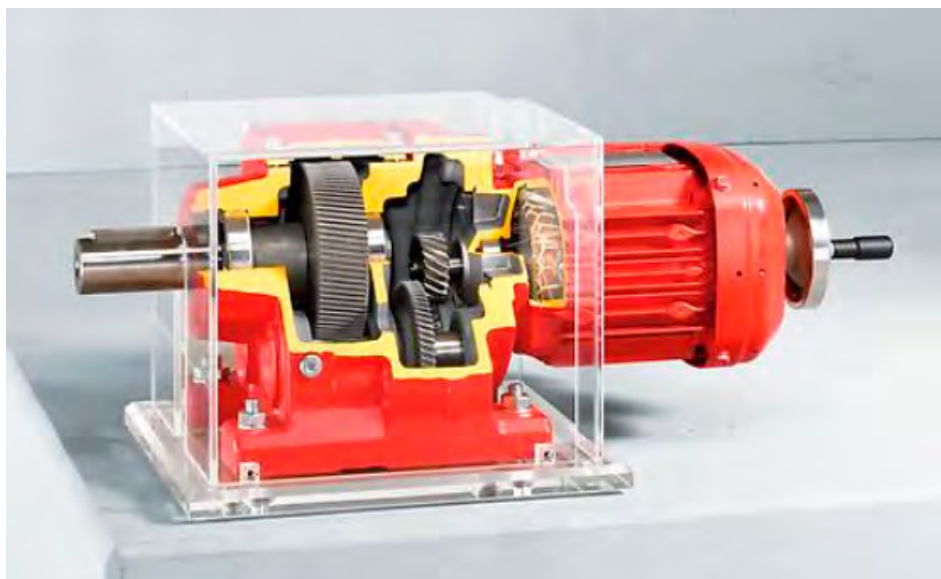
7.3.4. Sprawozdanie

Sprawozdanie powinno zawierać:

- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy doboru,
- 3) wyniki symulacji z omówieniem i wnioskami.

8. Dobór i konfiguracja motoreduktorów

Motoreduktor to jednolita i kompaktowa jednostka składająca się z przekładni i silnika. W przypadku elektrycznej techniki napędowej ten ostatni jest zawsze silnikiem elektrycznym (rys. 8.1). Pomysł połączenia silnika i przekładni został w 1928 roku opatentowany przez konstruktora i przedsiębiorcę z Bruchsal – Alberta Obermosera. Od tego czasu motoreduktory były stale udoskonalane. Wynajdowano nowe rodzaje motoreduktorów. Technologia prądu stałego po stronie silnika straciła na swoim znaczeniu, dlatego też aktualnie przekładnie łączone są z silnikami trójfazowymi lub serwowmotorami [27].



Rys. 8.1. Widok poglądowy motoreduktora [27]

Do zalet motoreduktorów należy zaliczyć:

- prosty dobór do wymagań konkretnej aplikacji,
- zwartą konstrukcję oraz małą masę z uwagi na wykorzystanie lekkich materiałów,
- szeroką paletę odmian konstrukcyjnych oraz szeroki zakres parametrów użytkowych.

Najważniejszą funkcję w motoreduktorze pełni przekładnia wraz ze swoimi stopniami – parami kół zębatach. Przenoszą one moment obrotowy z wału napędowego (wejściowego) na wał zdawczy (wyjściowy). Przekładnia działa więc jako przetwornik momentu obrotowego i prędkości obrotowej. W większości przypadków zastosowań motoreduktorów mamy do czynienia z przekładniami redukcyjnymi, reduktorami, dla których wartość prędkości n_1 wału napędowego jest mniejsza od prędkości n_2 wału zdawczego, uzyskując jednocześnie wzrost momentu obrotowego na wale zdawczym odpowiednio do przełożenia motoreduktora. Od konstrukcji przekładni zależy, czy motoreduktor jest przeznaczony do lekkich, średnich lub dużych obciążeń oraz krótkich albo długich czasów włączenia. W zależności od tego, czy przekładnia przetwarza dostarczoną przez silnik prędkość obrotową (zwaną wejściową prędkością obrotową) na niższą lub wyższą prędkość, mamy do czynienia z przełożeniem redukującym lub przełożeniem podwyższającym. Jako miara tego parametru służy stosunek prędkości obrotowej pomiędzy prędkością wejściową oraz wyjściową prędkością obrotową przekładni (przełożenie). Kolejnym istotnym parametrem motoreduktora jest maksymalny moment obrotowy po stronie wyjściowej. Jest on wyrażany w niutonometrach (Nm) i jest on miarą obciążenia, jakie motoreduktor może przenieść. Kierunek strumienia przenoszonej energii ma decydujący wpływ na typ motoreduktora. W tym zakresie rozróżnia się trzy podstawowe typy: przekładnie płaskie, przekładnie kątowe oraz przekładnie planetarne. W tabeli 8.1 przedstawiono przykładowy podział na grupy produktowe.

Tabela 8.1. Podział na grupy produktowe [27]

1. Motoreduktory i przetwornice		
Przekładnie / motoreduktory	Silniki	Przetwornica częstotliwości
<ul style="list-style-type: none"> • Przekładnie zębate walcowe / motoreduktory zębate walcowe • Przekładnie płaskie / motoreduktory płaskie • Przekładnie stożkowe / motoreduktory stożkowe • Przekładnie ślimakowe / motoreduktory ślimakowe • Motoreduktory kątowe Spiroplan® • Napędy do elektrycznych przenośników podwieszonych • Przekładnie momentowe • Motoreduktory przełączane biegunowo • Przekładnie regulacyjne / motoreduktory regulacyjne • Aseptyczne motoreduktory • Przekładnie / motoreduktory zgodne z ATEX • Przekładnie regulacyjne / motoreduktory regulacyjne zgodne z ATEX 	<ul style="list-style-type: none"> • Asynchroniczne silniki trójfazowe / silniki trójfazowe z hamulcem • Silniki trójfazowe / silniki trójfazowe z hamulcem przełączane biegunowo • Silniki energooszczędne • Silniki trójfazowe / silniki trójfazowe z hamulcem z ochroną przeciwybuchową • Magnesy z polem wirującym • Silniki jednofazowe / silniki jednofazowe z hamulcem • Asynchroniczne silniki liniowe 	<ul style="list-style-type: none"> • Przetwornica MOVITRAC® • Falownik MOVIDRIVE® • Opcje sterowania, technologiczne i komunikacyjne dla falowników

Różnorodność dostępnych rozwiązań konstrukcyjnych sprawia, że nie jest możliwe przeprowadzenie jednolitego podziału przekładni. Na rys. 8.2 przedstawiono podział tradycyjnych przekładni zębatych, które mogą być stosowane w motoreduktorach.



Rys. 8.2. Podział tradycyjnych przekładni zębatych [28]

Motoreduktory standardowe charakteryzują się dużą ilością typów, dzięki którym możliwe jest optymalne stopniowanie rozmiarów urządzeń oraz stosowanie różnorodnych wersji wykonania (rys. 8.3).



Rys. 8.3. Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne motoreduktorów standardowych [27]

Motoreduktory charakteryzują się parametrami konfigurowalnymi, takimi jak:

- wariant przekładni,
- typ silnika,
- zalecana pozycją pracy,
- sposób montażu,
- rodzaj wyjścia przekładni,
- pozycja skrzynki zaciskowej,
- pozycja wyjść przewodów ze skrzynki zaciskowej,
- rodzaj i kolor powłoki ochronnej,
- możliwość zastosowania hamulca,
- możliwość zastosowania enkodera,
- możliwość zastosowania czujników temperatury i układu sterowania prędkością.

8.1. Warunki doboru motoreduktorów

Zapewnienie wymaganej trwałości i zagwarantowanie bezawaryjnej pracy przez cały okres eksploatacji, wymaga ze strony użytkownika prawidłowego i zgodnego z zaleceniami doboru motoreduktora. Poniżej przedstawiono zalecaną kolejność postępowania przy określaniu wymaganych parametrów pracy i ustalaniu wielkości napędu oraz jego wyposażenia:

1. określić charakterystykę pracy urządzenia lub maszyny napędzanej,
2. określić środowisko, w którym napęd ma pracować pod względem: zapylenia, wilgotności, występowania zagrożenia wybuchem, temperatury otoczenia, wymaganej ochrony środowiska, itp.,
3. określić wymagane parametry pracy urządzenia lub maszyny napędzanej, takie jak prędkość obrotowa, moment obrotowy, czas pracy na dobę oraz częstotliwość włączeń i wyłączeń w czasie godziny pracy,
4. ustalić sposób przekazania momentu z motoreduktora lub reduktora na maszynę napędzaną; w przypadku reduktora określić dodatkowo rodzaj urządzenia napędzającego reduktor i sposób przekazania momentu na wał wejściowy reduktora,
5. ustalić wymagania dodatkowe wynikające z urządzenia napędzanego, takie jak np.: regulacja prędkości obrotowej, hamowanie mas w czasie pracy, blokowanie ruchu wstecznego, itp.,
6. określić wymagane parametry napędu, takie jak: przełożenie, moment wyjściowy, moc silnika.

Ogólnie przyjęto, że klasyfikacja maszyn czy urządzeń dokonana jest pod względem charakterystyki obciążenia. W oparciu o to i zgodnie z normą ISO 6336-1 wyznaczono 3 klasy trybu pracy A, B i C (klasy obciążenia), którym przypisano następującą charakterystykę [29]:

- A – praca lekka o ruchu regularnym, bez uderzeń, o małej bezwładności;
– współczynnik mas wirujących $m_s \leq 0,25$.

Do urządzeń charakteryzujących się takim stanem obciążeń zalicza się: prądnice, generatory, wentylatory, pompy odśrodkowe, wciągarki elektryczne, maszyny do czyszczenia, maszyny do napełniania, maszyny kontrolnopomiarowe, małe mieszalniki do cieczy jednorodnych i o małej lepkości, transportery i przenośniki ładunków jednolitych, lekkie przenośniki ślimakowe i taśmowe, przenośniki śrubowe, podnośniki o małej ładowności, napędy podające w obrabiarkach.

- B – praca o średnich obciążeniach, nieregularna i z umiarkowanymi uderzeniami, o bezwładności średniej;
– współczynnik mas wirujących $0,25 < m_s \leq 3$.

Do urządzeń charakteryzujących się takim stanem obciążeń zalicza się: mieszadła i mieszalniki średniej wielkości do cieczy o zmiennej gęstości, pompy (zębate, tłokowe i dozujące), wyważarki, wentylatory kopalniane, maszyny pakujące, przenośniki taśmowe i transportery ładunków jednolitych i ciężkich, podnośniki o dużej ładowności, windy, mechanizmy jezdne dźwignic i suwnic, napędy główne w obrabiarkach, mechanizmy bram przesuwnych, giętarki i młyny,

- C – praca ciężka o dużych obciążeniach, nieregularna i o znacznych uderzeniach, o dużej bezwładności maszyny napędzanej;
– współczynnik mas wirujących $3 < m_s \leq 10$.

Do urządzeń charakteryzujących się takim stanem obciążeń zalicza się: duże mieszadła i mieszalniki do mas niejednorodnych (np. kauczuk, masy plastyczne, itp.), mieszalniki betonu, wirówki, pompy o dużej masie, walcarki, prasy, nożyce do blach i krawędziarki, prasy i prasy mimośrodowe, przenośniki kubelkowe i napędy samotoków, maszyny przemysłu drzewnego i papierniczego, wygniataarki, brykociarki, kruszarki i maszyny rozdrabniające, duże wciągarki i windy, młyny, kalandry i urządzenia wibrujące.

Oddziaływanie maszyny roboczej na przekładnię uwzględnione jest poprzez współczynnik pracy f_B . Współczynnik ten ustalany jest w zależności od dziennego czasu pracy i częstości łączeń Z. W zależności od współczynnika mas wirujących rozróżnia się trzy stopnie obciążenia przy rozruchu. Właściwy dla danego zastosowania współczynnik pracy można odczytać z wykresu (rys. 8.4). Ustalony w oparciu o ten wykres współczynnik pracy powinien być niższy bądź równy współczynnikowi pracy wybranego napędu [30].

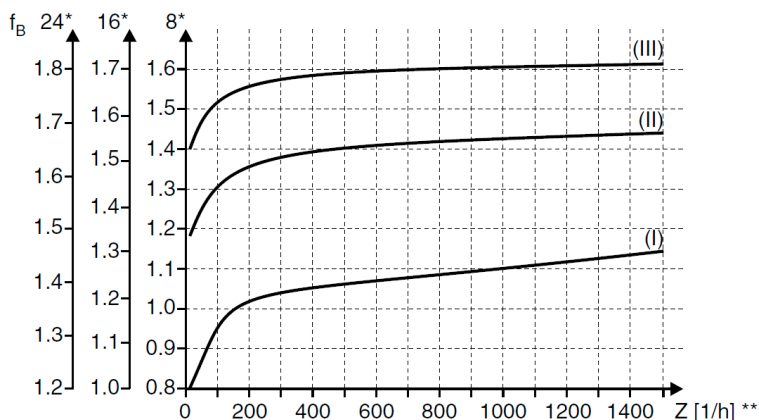
$$M_a \cdot f_B \leq M_2$$

gdzie:

M_a jest to moment niezbędny w danej aplikacji do pokonania oporów ruchu;

M_2 jest to moment otrzymany na wyjściu przekładni, który jest bezpośrednio związany z mocą P_1 silnika, prędkością wyjściową n_2 oraz sprawnością dynamiczną η_d . Obliczany jest on w oparciu o wzór:

$$M_2 = \frac{9550 \cdot P_1 \cdot \eta_d}{n_2}$$



Rys. 8.4 Wykres określania współczynnika pracy f_B ; * Dzienny czas pracy w godzinach; ** Częstotliwość łączeń Z: do procesów załączania zalicza się wszystkie rozruchy i hamowania jak również przełączanie prędkości [27]

8.2. Wykonanie ćwiczenia

8.2.1. Cel ćwiczenia

Nabyć umiejętności doboru i konfiguracji motoreduktorów.

8.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.

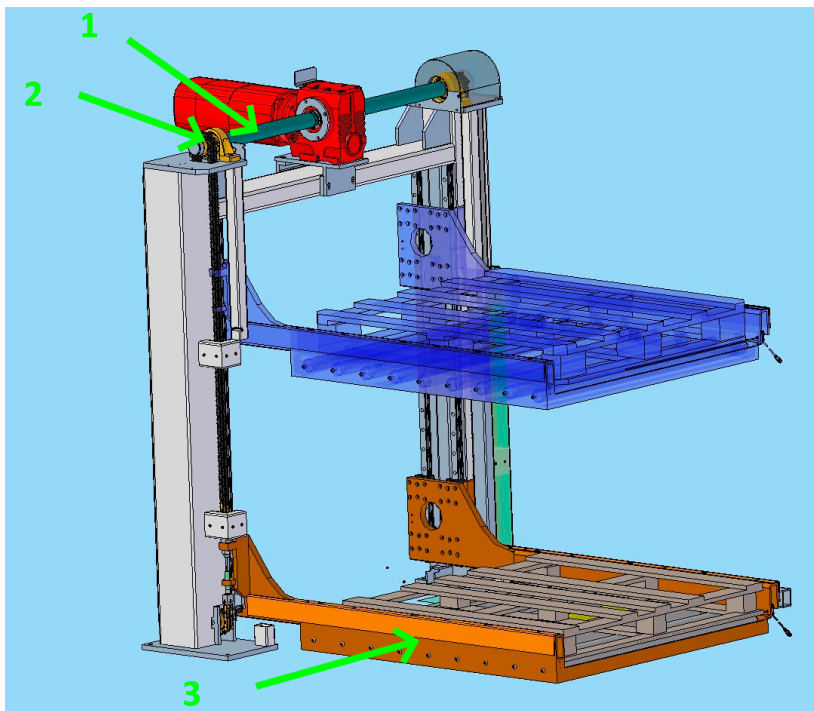
W celu realizacji ćwiczenia można skorzystać z konfiguratora dostępnego na stronie <https://www.sew-eurodrive.pl/> (należy wybrać Online Support/Konstrukcje i doборы/Konfigurator produktu). Prowadzący może wskazać inny rodzaj oprogramowania do realizacji ćwiczenia.

8.2.3. Treść zadania

Należy przeprowadzić szczegółową konfigurację napędu dla windy pokazanej na rys 8.5. Winda napędzana jest poprzez łańcuch opasany na kole zębatym T.

Wysokość podnoszenia platformy wynosi 600 [mm]. Czas podnoszenia platformy wynosi S [s]. Motoreduktor musi mieć zapewnioną możliwość sterowania prędkością obrotową w zakresie $\pm 30\%$ wartości oczekiwanej. Masa platformy wynosi 250 [kg]. Wymagana ładowność to X [kg]. Winda będzie realizowała 100 załączeń na godzinę. Przewiduje się pracę przez dwie zmiany.

Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 8.2 i Tabeli 8.3.

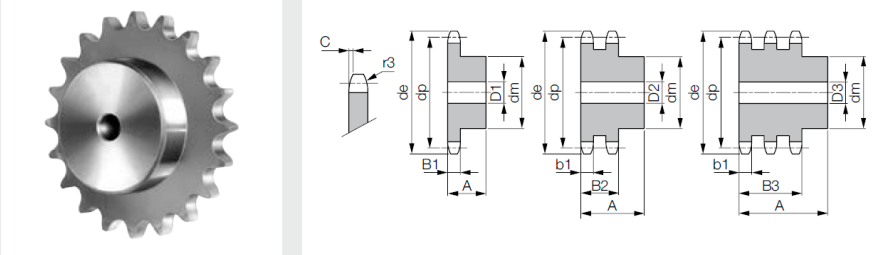


Rys. 8.5. Schemat układu roboczego, 1-wał napędowy, 2- przekładnia łańcuchowa, 3- platforma

Podstawowe formuły obliczeń.

Prędkość:	w ruchu prostoliniowym	$v = s / t$ [m/s]	s – droga [m]	t – czas [s]
	obrotowa n - [obr/min]	obwodowa $v = \pi \cdot d \cdot n / 60 = \omega \cdot r$		kątowa $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n / 60$
	d – średnica [m]	r – ramię obrotu siły [m]		ω – prędkość kątowa [1/s]
Praca:	przesuwania $W = F \cdot s$	podnoszenia $W = F_G \cdot h$		tarcia $W = \mu \cdot F_N \cdot s$
	F – siła działania [N]	F_G – siła ciężkości [N] F_N – siła nacisku [N]		μ – współczynnik tarcia
Moc:	w ruchu prostoliniowym $P = W / t$ [Nm/s]	w ruchu obrotowym $P = F \cdot v$		$P = M \cdot \omega$
Moment obrotowy:		$M = 9550 \cdot P \cdot \eta / n$ [Nm]		$M = F \cdot r$

Tabela 8.2. Tabela rozmiarów kół



Dane techniczne

- promień fazowania zęba r3 19,0 mm
- fazowanie zęba C 2,0 mm
- szerokość zęba b1 10,8 mm

Material

- stal C45, * stal St52

Ilość zębów	de	dp	1-rzędowe (simplex)				2-rzędowe (duplex)				3-rzędowe (triplex)				1-rzędowe 2-rzędowe 3-rzędowe			Jedn.
			A	dm	D1	B1	A	dm	D2	B2	A	dm	D3	B3	Kod	Kod	Kod	
8	58,0	49,78	30	31	12	11,1	45	31	12	30,3	65	31	16	49,8	T10861	T13846	T13879	szt
9	63,9	55,70	30	37	12	11,1	45	37	12	30,3	65	37	16	49,8	T10862	T13847	T13880	szt
10	69,8	61,64	30	42	12	11,1	45	42	12	30,3	65	42	16	49,8	T10863	T13848	T13881	szt
11	75,8	67,61	35	46	16	11,1	50	47	16	30,3	70	47	20	49,8	T08264	T13849	T13882	szt
12	81,8	73,60	35	52	16	11,1	50	53	16	30,3	70	53	20	49,8	T08265	T13850	T13883	szt
13	87,8	79,59	35	58	16	11,1	50	59	16	30,3	70	59	20	49,8	T08266	T13851	T13884	szt
14	93,8	85,61	35	64	16	11,1	50	65	16	30,3	70	65	20	49,8	T08267	T13852	T13885	szt
15	99,8	91,63	35	70	16	11,1	50	71	16	30,3	70	71	20	49,8	T08268	T13853	T13886	szt
16	105,8	97,65	35	75	16	11,1	50	77	20	30,3	70	77	20	49,8	T08269	T13854	T13887	szt
17	111,9	103,67	35	80	16	11,1	50	83	20	30,3	70	83	20	49,8	T08270	T13855	T13888	szt
18	117,9	109,71	35	80	16	11,1	50	89	20	30,3	70	89	20	49,8	T08271	T13856	T13889	szt
19	123,9	115,75	35	80	16	11,1	50	95	20	30,3	70	95	20	49,8	T08272	T13857	T13890	szt

Tabela 8.3. Wykaz parametrów dla przypadku

Oznaczenie zadania	1	2	3	4	5	6
T	T13851	T13852	T13853	T13854	T13855	T13856
Oznaczenie zadania	I	II	III	IV	V	VI
S [s]	5	6	7	8	9	10
Oznaczenie zadania	A	B	C	D	E	F
X [kg]	200	250	300	350	400	450

8.2.4. Sprawozdanie

Sprawozdanie powinno zawierać:

- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy doboru,
- 3) wyniki symulacji z omówieniem i wnioskami.

9. Dobór elementów sprzęgających

Sprzęgła są podstawowymi częściami maszyn zapewniającymi połączenie silników, serwonapędów oraz innych urządzeń napędowych z napędzanym urządzeniem lub maszyną. Sprzęgło składa się z zespołu części biernych, czynnych jak też łączników. Sprzęgła służą do łączenia i rozłączania wałów współpracujących lub będących w spoczynku. Dzięki zastosowaniu sprzęgieł w budowie maszyn można wykonywać mechanizmy oddzielnie i łączyć je swobodnie podczas montażu oraz przeglądów eksploatacyjnych. Łącznikiem sprzęgieł może być zespół elementów lub czynnik roboczy, np. olej. Można więc stwierdzić, że sprzęgło to zespół elementów wykorzystywanych do łączenia oraz rozłączania wałów, które odpowiadają za przekazywanie momentu obrotowego [31].

Sprzęgła spełniają takie zadania jak:

- łączenie dwóch wałów w celu przekazania momentu obrotowego,
- spełniają funkcje bezpieczeństwa ograniczając wartość przenoszonego momentu obrotowego,
- korygują niewspółosiowość łączonych elementów,
- łagodzą drgania i uderzenia przy rozruchach.

Sprzęgła możemy podzielić na:

- a. sprzęgła nierozłączne,
- b. sprzęgła rozłączne,
- c. sprzęgła bezpieczeństwa,
- d. sprzęgła samonastawne,
- e. sprzęgła sterowane,
- f. sprzęgła elektromagnetyczne,
- g. sprzęgła odśrodkowe,
- h. sprzęgła hydrokinetyczne.

Sprzęgła sztywne nadają się do zastosowania tylko wtedy, gdy istnieje możliwość zagwarantowania współosiowości łączonych wałów. Jeżeli w połączeniu występuje ryzyko powstania przemieszczania poprzecznego wałów w trakcie pracy (np. zużycie elementów ślizgowych węzła łożyskowego), należy zastosować sprzęgła samonastawne. W celu ochrony maszyn przed niekorzystnymi warunkami pracy, np. efektem dużego i gwałtownego przeciążenia stosuje się sprzęgła podatne. Kiedy podczas pracy maszyny wystąpi znaczne podwyższenie obciążenia do wartości

krytycznej, zadaniem sprzęgła jest automatyczne rozłączenie napędu od maszyny. Są to tak zwane sprzęgła bezpieczeństwa [31]. Do popularnych rozwiązań należą sprzęgła z możliwością sterowania, za pomocą których możliwe jest odłączenie wałka napędzanego bez konieczności wyłączania silnika.

Z uwagi na dużą różnorodność sprzęgieł można dokonywać ich podziału biorąc pod uwagę: budowę, metodę działania, rodzaj łącznika itp.

9.1. Zasady doboru sprzęgieł

Każdy rodzaj sprzęgła ma swoje zastosowanie, dlatego przy wyborze konkretnego rozwiązania należy wziąć pod uwagę częstotliwość rozłączania oraz złączania części czynnej i biernej sprzęgła. W przypadku, gdy sprzęgło ma być często rozłączane i poddane jest dużym obciążeniom, należy rozważyć możliwość zastosowania sprzęgła rozłącznego. W celu dokładnego doboru modelu sprzęgła, należy ustalić prędkość, przy jakiej następuje łączenie oraz rozłączanie. Gdy prędkości wałów są podobne, można zastosować sprzęgła ze sprzężeniem kształtowym. Jeśli jednak różnice w tych prędkościach są duże, należy zastosować sprzęgło cierne. W przypadku, gdy nie ma konieczności złączania i rozłączania sprzęgła należy zastosować sprzęgło nierozłączne. Przy wyborze sprzęgła należy też zwrócić uwagę na sztywność połączenia. W miejscach, gdzie w trakcie montażu oraz pracy wałów ich współosiowość jest zapewniona konstrukcyjnie, stosuje się sprzęgła sztywne. Jeśli natomiast podczas pracy osiowość nie jest zachowana, należy stosować sprzęgła samonastawne, co pozwala na skuteczne wyeliminowanie błędów, które powstają w trakcie pracy. Na rys. 9.1 i 9.2 przedstawiono wybrane typy sprzęgieł stosowanych w układach automatyki przemysłowej.



Rys. 9.1. Wybrane typy sprzęgieł stosowanych w automatyce przemysłowej [32]



Rys. 9.2. Wybrane typy sprzęgieł stosowanych w automatyce przemysłowej [32]

Doboru sprzęgła dokonuje się w oparciu o normę DIN 740 cz. 2. Rozmiar sprzęgła musi być dobrany w taki sposób, aby w czasie pracy nie nastąpiło przekroczenie dopuszczalnego obciążenia sprzęgła. W tym celu należy przeprowadzić porównanie występującego obciążenia z dopuszczalnymi wartościami dla dobranego sprzęgła.

W tabeli 9.1 przedstawiono podstawowe parametry stosowane w trakcie doboru sprzęgieł. Tabela 9.2 zawiera zestawienie wielkości współczynników stosowanych w trakcie obliczania sprzęgła.

Tabela 9.1. Wykaz parametrów [33]

opis	symbol	definicja lub objaśnienie
moment znamionowy sprzęgła	T_{KN}	Moment obrotowy, jaki może być przenoszony w całym zakresie obrotów przez cały czas.
maksymalny moment obrotowy sprzęgła	T_{Kmax}	Moment obrotowy, który może być przenoszony przez cały okres pracy sprzęgła (żywołność) przy obciążeniu przemiennym 5×10^4 lub $> 10^5$ przy obciążeniu tętniącym.
zmienny moment obrotowy sprzęgła	T_{KW}	Amplituda momentu obrotowego dopuszczalnych okresowych wahań momentu obr. przy częstotliwości 10 Hz i przy obciążeniu T_{KN} , lub obciążeniu pulsującym do wart. T_{KN} .
moc tłumienia sprzęgła	P_{KW}	Dopuszczalna moc tłumienia sprzęgła w temperaturze otoczenia $+30^\circ\text{C}$.
moment znamionowy urządzenia	T_N	Stacjonarny moment obrotowy urządzenia
szczytowy moment obrotowy urządzenia	T_S	Szczytowy moment obrotowy urządzenia
szczytowy moment obrotowy napędu,	T_{KS}	Szczytowy moment obrotowy udaru od strony napędu, np. moment utyku silnika elektr.

opis	symbol	definicja lub objaśnienie
moment znamionowy sprzęgła	T_{KN}	Moment obrotowy, jaki może być przenoszony w całym zakresie obrotów przez cały czas.
maksymalny moment obrotowy sprzęgła	T_{Kmax}	Moment obrotowy, który może być przenoszony przez cały okres pracy sprzęgła (żywołność) przy obciążeniu przemiennym 5×10^4 lub $> 10^5$ przy obciążeniu tętniącym.
zmienny moment obrotowy sprzęgła	T_{KW}	Amplituda momentu obrotowego dopuszczalnych okresowych wahań momentu obr. przy częstotliwości 10 Hz i przy obciążeniu T_{KN} , lub obciążeniu pulsującym do wart. T_{KN} .
moc tłumienia sprzęgła	P_{KW}	Dopuszczalna moc tłumienia sprzęgła w temperaturze otoczenia $+30^\circ\text{C}$.
moment znamionowy urządzenia	T_N	Stacjonarny moment obrotowy urządzenia
szczytowy moment obrotowy urządzenia	T_S	Szczytowy moment obrotowy urządzenia
szczytowy moment obrotowy napędu,	T_{KS}	Szczytowy moment obrotowy udaru od strony napędu, np. moment utyku silnika elektr.

opis	symbol	definicja lub objaśnienie
szczytowy moment obrotowy urządzenia	T_{LS}	Szczytowy moment obrotowy udaru momentu urządzenia, np. od hamowania
zmienny moment obrotowy urządzenia	T_W	Amplituda działającego na sprzęgłe zmiennego momentu obrotowego
moc tłumienia urządzenia	P_W	Moc tłumienia powstającej w wyniku obciążenia zmiennym momentem obrotowym
moment bezwładności napędu	J_A	Momenty bezwładności występujące po stronie napędu lub po stronie urządzenia w odniesieniu do obrotów sprzęgła
moment bezwładności po stronie urządzenia	J_L	
współczynnik bezwład. strony napędu	M_A	Współczynnik uwzględniający rozłożenie mas po stronie napędu lub po stronie urządzenia przy powstawaniu uderzeń i drgań.
współczynnik bezwład. strony urządzenia	M_L	$M_A = \frac{J_L}{J_A + J_L} \quad M_L = \frac{J_A}{J_A + J_L}$

opis	symbol	definicja lub objaśnienie
szczytowy moment obrotowy urządzenia	T_{LS}	Szczytowy moment obrotowy udaru momentu urządzenia, np. od hamowania
zmienny moment obrotowy urządzenia	T_W	Amplituda działającego na sprzęgłe zmiennego momentu obrotowego
moc tłumienia urządzenia	P_W	Moc tłumienia powstającej w wyniku obciążenia zmiennym momentem obrotowym
moment bezwładności napędu	J_A	Momenty bezwładności występujące po stronie napędu lub po stronie urządzenia w odniesieniu do obrotów sprzęgła
moment bezwładności po stronie urządzenia	J_L	
współczynnik bezwład. strony napędu	M_A	Współczynnik uwzględniający rozłożenie mas po stronie napędu lub po stronie urządzenia przy powstawaniu uderzeń i drgań.
współczynnik bezwład. strony urządzenia	M_L	$M_A = \frac{J_L}{J_A + J_L} \quad M_L = \frac{J_A}{J_A + J_L}$

Tabela 9.2. Współczynniki pracy [33]

współczynnik temperaturowy S_t

tempe- ratura	-30 °C +30 °C	+40 °C	+60 °C	+80 °C
S_t	1,0	1,2	1,4	1,8

współczynnik częstości załączeń / h

częstość załączeń / h	100	200	400	800
S_z	1,0	1,2	1,4	1,6

współczynnik uderów S_A / S_L

	S_A/S_L
lekkie udry	1,5
średnie udry	1,8
silne udry	2,5

Jeśli w układzie napędowym nie występują drgania obciążenia, czyli współczynnik uderów jest równy 1, to dobór sprzęgła opiera się na porównaniu znamionowego momentu obrotowego urządzenia z wartością T_{KN} i T_{Kmax} dla sprzęgła. W innych przypadkach należy te czynniki uwzględnić odpowiednio korygując wartość momentu znamionowego maszyny.

W przypadku konieczności uwzględnienia wpływu temperatury, dla obciążenia sprzęgła znamionowym momentem obrotowym, należy posłużyć się zależnością:

$$T_{KN} \geq T_N \cdot S_t$$

gdzie:

T_N w przypadku napędu silnikiem elektrycznym o znanej mocy P i prędkości obrotowej wału wyjściowego n można wyliczyć ze wzoru:

$$T_N [Nm] = 9550 \cdot \frac{P [kW]}{n [1/min]}$$

W przypadku występowania w napędzie uderowego momentu obrotowego dopuszczalny maksymalny moment obrotowy sprzęgła musi być co najmniej równy sumie szczytowego momentu obrotowego T_s z uwzględnieniem częstości uderów Z i temperatury otoczenia.

$$T_{Kmax} \geq T_s \cdot S_z \cdot S_t$$

Dla udaru występującego po stronie napędzającej $T_S = T_{AS} \cdot M_A \cdot S_A$. W przypadku udaru występującego po stronie obciążenia $T_S = T_{LS} \cdot M_L \cdot S_L$.

gdzie:

$$M_A = \frac{J_L}{J_A + J_L}, M_L = \frac{J_A}{J_A + J_L}$$

W napędach obciążonych drganiami skrętnymi (np. w przypadku napędzania sprzężarek tłokowych, generatorów, pomp tłokowych), dla prawidłowego sprzęgła niezbędne jest przeprowadzenie obliczeń drgań obrotowych. W takim przypadku szczytowy moment obrotowy występujący podczas przejścia przez rezonans, przy uwzględnieniu temperatury otoczenia, nie może być większy od maksymalnego momentu obrotowego sprzęgła T_{Kmax} .

$$T_{Kmax} \geq T_s \cdot S_t$$

W przypadku obciążenia udarowym momentem obrotowym w połączeniu z drganiami skrętnymi największy okresowy zmienny moment obrotowy T_W sprzęgła przy obrotach roboczych, z uwzględnieniem temperatury otoczenia, nie może przekroczyć dopuszczalnego momentu obrotowego sprzęgła T_{KW} .

$$T_{KW} \geq T_W \cdot S_t$$

Poniżej przedstawiono przykład doboru sprzęgła dla zdefiniowanej aplikacji [34].

Przykład obliczenia dla silników standardowych		
Dane napędu:		
Silnik prądu zmiennego	typ 315 M	
Moc silnika	P = 132 kW	
Obroty	n = 1485 1/min	
Moment bezwładności str. silnika	$J_A = 2,9 \text{ kgm}^2$	
Moment znam. napędu	$T_{AN} = 9550 \cdot \frac{132 \text{ kW}}{1485 \text{ 1/min}} = 849 \text{ Nm}$	
Startowy moment obrotowy	$T_{AS} = 2,5 \cdot T_{AN}$ $T_{AS} = 2,5 \cdot 849 = 2122,5 \text{ Nm}$	
Liczba startów	$z = 6^{1/h}$	
Temperatura otoczenia	= +60 °C	
Dane urządzenia napędzanego:		
Sprężarka śrubowa		
Moment obrotowy sprzężarki	$T_{LN} = 800 \text{ Nm}$	
Moment bezwładności	$J_L = 6,8 \text{ kgm}^2$	
Obliczenie sprzęgła:		
Obciążenie momentem obrotowym:		
$T_{KN} \geq T_N \cdot S_t$		
$T_N = T_{LN}$		
$T_{KN} \geq T_{LN} \cdot S_t = 800 \text{ Nm} \cdot 1,4 = 1120 \text{ Nm}$		
dobrano: Rotex, rozmiar 90, łącznik 92 Shore A z :		
$T_{KN} = 2400 \text{ Nm}$		
$T_{Kmax} = 4800 \text{ Nm}$		
Obciążenie od udarów momentu obr.:		
$T_{Kmax} \geq T_S \cdot S_z \cdot S_t$		
$T_S = T_{AS} \cdot M_A \cdot S_A$		współczynniki:
$T_S = 2122,5 \cdot 0,7 \cdot 1,8$		
$T_S = 2674,4 \text{ Nm}$		
$M_A = \frac{J_L}{J_A + J_L} = 0,7$		
$T_{Kmax} \geq 2674,4 \cdot 1 \cdot 1,4$		
$T_{Kmax} \geq 3744 \text{ Nm}$		$S_A = 1,8; S_z = 1; S_t = 1,4$

9.2. Wykonanie ćwiczenia

9.2.1. Cel ćwiczenia

Nabycie umiejętności doboru sprzęgieł.

9.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.

W celu realizacji ćwiczenia można skorzystać z narzędzia eksperckiego konfiguracji sprzęgieł dostępnego na stronie <https://www.ktr.com/pl/>. Prowadzący może wskazać inny rodzaj oprogramowania do realizacji ćwiczenia.

9.2.3. Treść zadania

Należy przeprowadzić szczegółową konfigurację sprzęgła do niżej zdefiniowanej aplikacji (rys. 9.4).

Napęd przekazywany jest z motoreduktora na wał obrabiarki. Dane motoreduktora podano na rys. 9.3. Obrabiarka ma zapotrzebowanie na moment obrotowy wynoszący X [Nm]. Jej moment bezwładności wynosi Y [kg/m²]. Średnica wału maszyny 20 [mm] z wpustem. Przewidywana liczba startów 10 [1/h]. Maksymalna temperatura pracy 35 [°C].

Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 9.3.

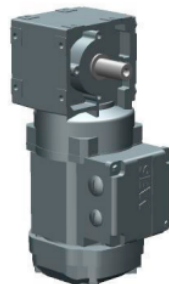
opis katalogowy

W20DRN63M4

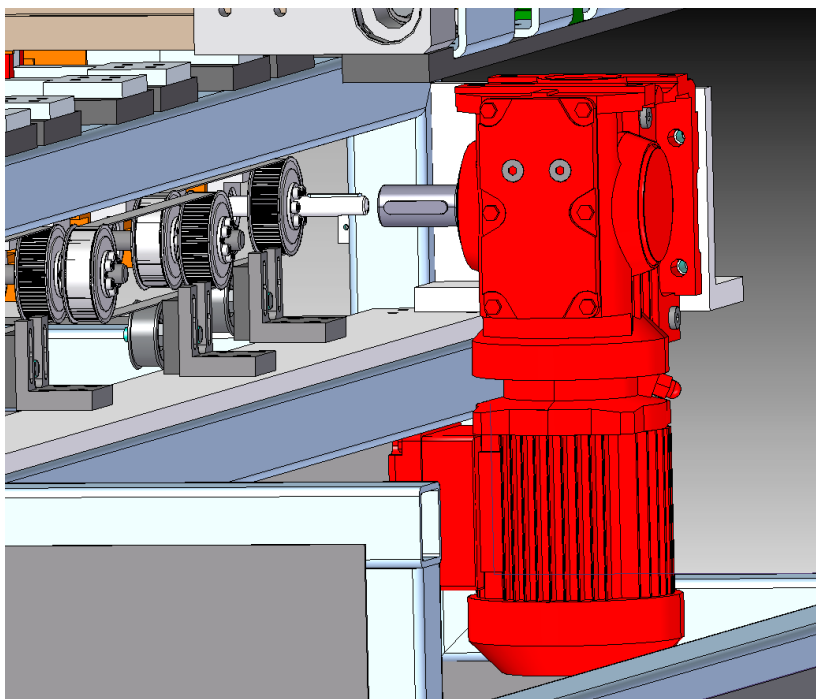
Motoreduktory kątowe SPIROPLAN® serii W..DRN.. (IE3)

Dane produktowe

Prędkość znamionowa silnika	[1/min]: 1375
Wyjściowa prędkość obrotowa	[1/min]: 29
Przełożenie całkowite	: 48,00
Wyjściowy moment	[Nm]: 31
Współczynnik pracy SEW-Fb	: 1,30
Pozycja pracy	: M2A
powłoka gruntowa / kryjąca	: 7031 szary niebieski(51370310)
Pozycja wtyczki / skrzynki zaciskowej	[°]: 0
Wejście przewodów/ pozycja złączy.	: X
Wał wyjściowy	[mm]: 20x40
Dopuszczalna siła poprzeczna na wyjściu przy n=1400	[N]: 2200
Ilość środka smarnego pierwszej przekładni	[Litr]: 0,24
Moc silnika	[kW]: 0,18
Współczynnik obciążenia	: S1-100%
Klasa energooszczędności	: IE3
Sprawność (50/75/100% Pn)	[%]: 65,09 / 69,41 / 69,9
Znak CE	: Tak
Napięcie silnika	[V]: 230/400
Schemat połączeń	: R13
Częstotliwość	[Hz]: 50
Prąd znamionowy	[A]: 0,99 / 0,57
Cos Phi	: 0,65
Klasa termiczna	: 130(B)
Typ zabezpieczenia silnika	: IP54
Dopłata za wykonanie specjalne	: Europa (CE)
Momenty bezwładności masy silnika (w odniesieniu do strony napędowej)	[10 ⁻⁴ kgm ²]: 4,00
waga	[kg]: 8,50



Rys. 9.3. Dane techniczne motoreduktora



Rys. 9.4. Schemat układu roboczego

Tabela 9.3 Wykaz parametrów dla przypadku

Oznaczenie zadania	1	2	3	4	5	6
X [Nm]	12	14	16	18	20	22
Oznaczenie zadania	7	8	9	10	11	12
X [Nm]	23	24	25	26	27	28
Oznaczenie zadania	A	B	C	D	E	F
Y [kg/m ²]	0,02	0,04	0,06	0,08	0,09	0,1

9.2.4. Sprawozdanie

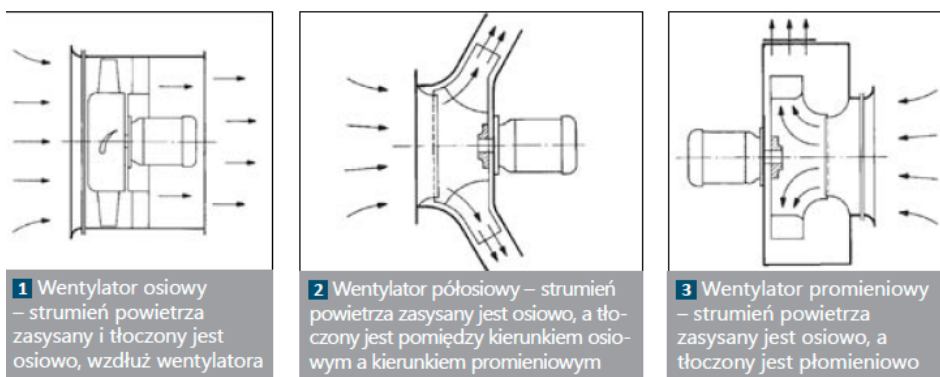
Sprawozdanie powinno zawierać:

- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy doboru,
- 3) wyniki symulacji z omówieniem i wnioskami.

10. Zasady doboru wentylatorów

Wentylatory należą do grupy maszyn roboczych przepływowych (rotodynamicznych), które kosztem energii doprowadzonej z zewnątrz wykonują pracę związaną z przetłaczaniem przy określonym ciśnieniu par i gazów [35]. Do ważniejszych typowych zastosowań wentylatorów możemy zaliczyć: instalacje klimatyzacyjne, chłodnicze, suszarnie, odpylanie, odprowadzenie gazów przemysłowych, przewietrzanie i ogrzewanie pomieszczeń, a także układy zasilania powietrzem procesów spalania oraz urządzenia umożliwiające transport pneumatyczny materiałów. Rodzaj transportowanego czynnika, jego temperatura, ewentualnie możliwość zapłonu są czynnikami, które decydują o geometrii łopatek wirnika,

Wentylatory najogólniej można podzielić na promieniowe i osiowe. Rozwiązaniem pośrednim są wentylatory półosiowe i półpromieniowe (rys. 10.1). Podział ten wynika z ich konstrukcji i związany jest z kierunkiem przepływu czynnika przez wirnik wentylatora [36]. Wentylatory promieniowe to wentylatory zasysające czynnik osiowo i tłoczące go promieniowo. Wentylatory osiowe zasysają i tłoczą czynnik w kierunku osiowym. Wentylatory promieniowe stosowane są tam, gdzie wymagane jest większe ciśnienie całkowite sprężonego gazu. Większą wydajność uzyskuje się stosując wentylatory osiowe.



Rys. 10.1. Podział wentylatorów [36]

Wentylatory możemy podzielić ze względu na:

- sposób zabudowy wentylatora w instalacji – ssące, ssąco-tłoczące, tłoczące;
- zastosowanie – przeciwwybuchowe, do transportu pneumatycznego, dachowe;
- rodzaj napędu – bezpośredni, sprzęgłowy, przekładnią pasową;
- sposób zasysania czynnika – jednostronne, dwustronne;
- ilość wirników w wentylatorze – jednostopniowe, wielostopniowe;
- wielkość wytworzonego spiętrzenia – niskociśnieniowe $\Delta P_{TOT} < 720$ [Pa], średnociśnieniowe 720 [Pa] $< \Delta P_{TOT} < 3600$ [Pa], wysokociśnieniowe 3600 [Pa] $< \Delta P_{TOT} < 30000$ [Pa].

10.1. Parametry charakteryzujące wentylatory

Do podstawowych parametrów charakteryzujących pracę wentylatora należą wydajność wentylatora, czyli strumień objętości Q lub masy m płynący przez urządzenie, spiętrzenie ΔP_{TOT} oraz wartość mocy N niezbędnej do napędu wentylatora.

Wydajnością wentylatora Q nazywamy strumień objętości czynnika przetwarzanego przez wentylator w określonych warunkach (temperatura, ciśnienie, wilgotność) w płaszczyźnie króćca wlotowego instalacji wentylacyjnej. Ponieważ pomiędzy wirnikiem i obudową oraz na przepuszczeniu wału występują straty szczelinowe wydajności. Staje się to przyczyną obniżenia wydajności wentylatora na tłoczeniu w stosunku do objętości zasysanej. Wielkość tych strat zależy od konstrukcji układu oraz od spiętrzenia wentylatora. Straty zwiększają się wraz ze wzrostem spiętrzenia.

Spiętrzenie określa się jako różnicę ciśnień pomiędzy całkowitym ciśnieniem na wylocie z wentylatora P_{c2} , a całkowitym ciśnieniem na wlocie P_{c1} [36]:

$$\Delta P_{TOT} = P_{c2} - P_{c1}$$

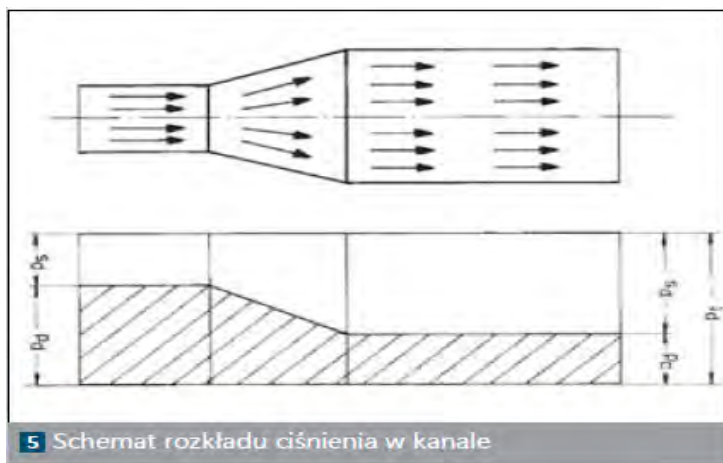
Ponieważ ciśnienie całkowite P_{TOT} jest równe sumie ciśnienia statycznego i dynamicznego $P_{TOT} = P_{ST} - P_D$ (rys. 10.2), to po podstawieniu do powyższego wzoru otrzymujemy równanie:

$$\Delta P_{TOT} = \Delta P_{ST} + \Delta P_D$$

gdzie:

$$\Delta P_{ST} = \Delta P_{ST2} - \Delta P_{ST1} \quad \text{– przyrost ciśnienia statycznego,}$$

$$\Delta P_D = \Delta P_{D2} - \Delta P_{D1} \quad \text{– przyrost ciśnienia dynamicznego.}$$



Rys. 10.2. Schemat rozkładu ciśnień w kanale [36]

W celu pokonania strat wentylator wytwarza odpowiedni przyrost ciśnienia całkowitego czynnika ΔP_{TOT} dzięki energii mechanicznej dostarczonej do wentylatora od silnika napędzającego. Ta część energii, która od silnika przekazana jest do gazu, aby zrealizować jego przepływ przez instalację, nosi nazwę mocy użytecznej P_u , w odróżnieniu od mocy straconej w układzie napędowym i przepływowym wentylatora. Wartość tej mocy łatwo jest mierzyć metodą pośrednią wyznaczając strumień objętości Q (zasysanej przez wentylator) oraz przyrost ciśnienia całkowitego uzyskany w wentylatorze ΔP_{TOT} .

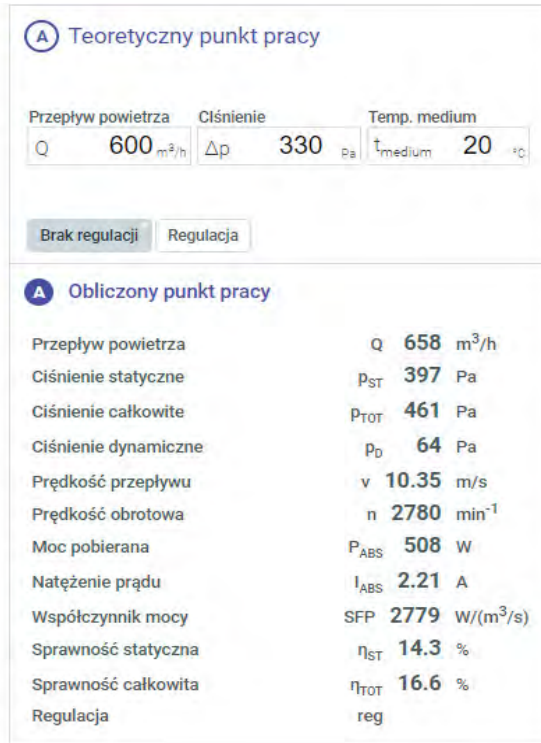
Wartość mocy użytecznej oblicza się z iloczynu wydajności i spiętrzenia całkowitego oraz współczynnika korekcyjnego f (uwzględniającego ściśliwość gazu).

$$P_u = V_s \cdot \Delta P_{TOT} \cdot f$$

Dla wentylatorów nisko i średniociśnieniowych wartość współczynnika f jest bliska jedności. Dlatego w praktyce przy obliczeniach mocy użytecznej wentylatorów przyjmuje się $f=1$.

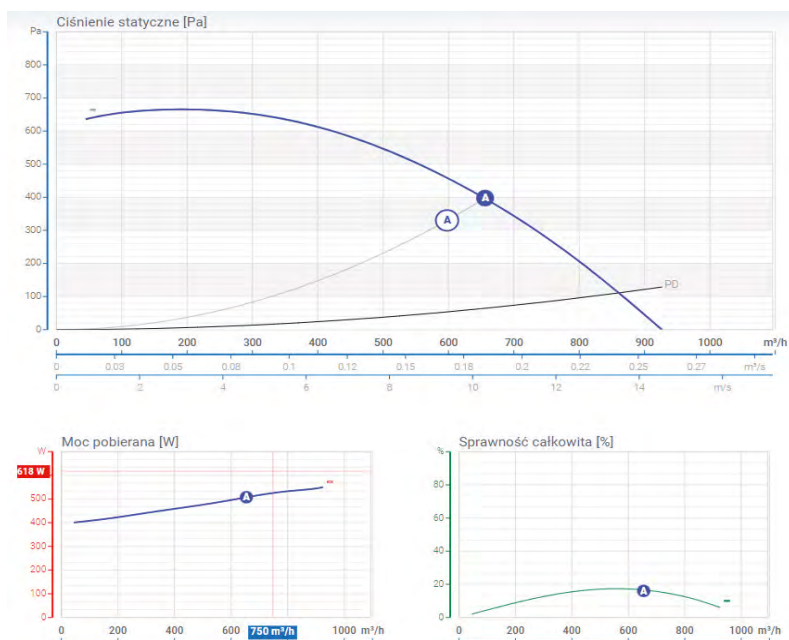
Sprawnością całkowitą wentylatora nazywamy stosunek mocy użytecznej P_u do mocy pobieranej P_{ABS} .

$$\eta_{TOT} = \frac{P_u}{P_{ABS}}$$



Rys. 10.3. Przykładowe parametry wentylatora promieniowego

Na rys. 10.3 przedstawiono podstawowe parametry opisujące pracę wentylatora promieniowego dla zadanych warunków pracy. Rys. 10.4 przedstawia charakterystykę wentylatora z zaznaczonym punktem pracy. Charakterystyka ta jest obrazem graficznym zależności zachodzących pomiędzy takimi parametrami pracy wentylatora jak: ciśnienie statyczne P_{ST} , ciśnienie dynamiczne P_D , wydajność Q , prędkość przepływu V .



Rys. 10.4. Charakterystyka wentylatora promieniowego

Znajomość charakterystyki wentylatora jest niezbędna w celu przeprowadzenia wyboru wentylatora dla określonej aplikacji. Pozwala ona również na ocenę poprawności doboru oraz wskazuje możliwości modyfikacji układu w celu osiągnięcia oczekiwanych parametrów procesu.

Oprócz parametrów wentylatora należy zwracać również uwagę na właściwe zaprojektowanie kanałów dolotowych i wylotowych. Jak wynika z rys. 10.2 zwiększenie średnicy kanału skutkuje zmniejszeniem ciśnienia dynamicznego i prędkości przepływu oraz wzrostem ciśnienia statycznego. Zbyt duża prędkość strumienia powietrza w kanale to: większe straty miejscowe oraz liniowe, co prowadzi do konieczności doboru wentylatora o wyższych parametrach lub do zwiększenia prędkości obrotowej wirnika, poziomu hałasu, mocy silnika itd. Zaleca się stosowanie dysz ssących oraz dyfuzorów po stronie tłocznej wentylatorów, szczególnie dla swobodnego tłoczenia i dużej prędkości wypływu. Zadaniem takiego dyfuzora jest zmniejszenie prędkości przepływu i tym samym zwiększenie ciśnienia statycznego. Przez optymalizację warunków przepływu, polepszenie napływu/wypływu i prawidłowy dobór wentylatora uzyskuje się wymierne oszczędności na kosztach eksploatacji.

10.2. Wykonanie ćwiczenia

10.2.1. Cel ćwiczenia

Nabycie umiejętności doboru wentylatorów przemysłowych.

10.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

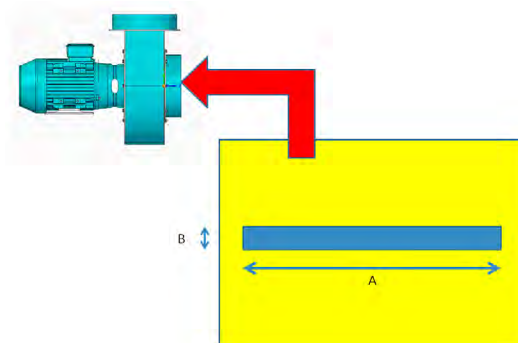
Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.

W celu realizacji ćwiczenia można skorzystać z narzędzia eksperckiego doboru wentylatorów dostępnego na stronie <https://venture.pl>. Prowadzący może wskazać inny rodzaj oprogramowania do realizacji ćwiczenia.

10.2.3. Treść zadania

Należy dobrać wentylator promieniowy niskociśnieniowy dla następująco zdefiniowanej aplikacji (rys. 10.5).

W komorze suszącej wymagane jest zapewnienie przepływu powietrza o maksymalnej temperaturze 60 [°C]. Objętość przepływu musi być tak dobrana, aby w oknie załadunkowym prędkość przepływu powietrza nie była mniejsza niż 0,5 [m/s]. Okno załadunkowe stanowi jednocześnie wlot do układu wyciągowego. Szerokość okna załadunkowego wynosi A [mm], wysokość B [mm]. Dla pokonania oporów związanych z transportem wilgotnego powietrza do osuszacza musi być zapewnione spiętrzenie ciśnienia nie mniejsze niż 180 [Pa].



Rys. 10.5. Schemat układu wentylacji

Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 10.1.

Tabela 10.1. Wykaz parametrów dla przypadku

Oznaczenie zadania	1	2	3	4	5	6
A [mm]	650	700	750	800	850	900

Oznaczenie zadania	A	B	C	D	E	F
B [mm]	20	30	40	50	60	70

10.2.4. Sprawozdanie

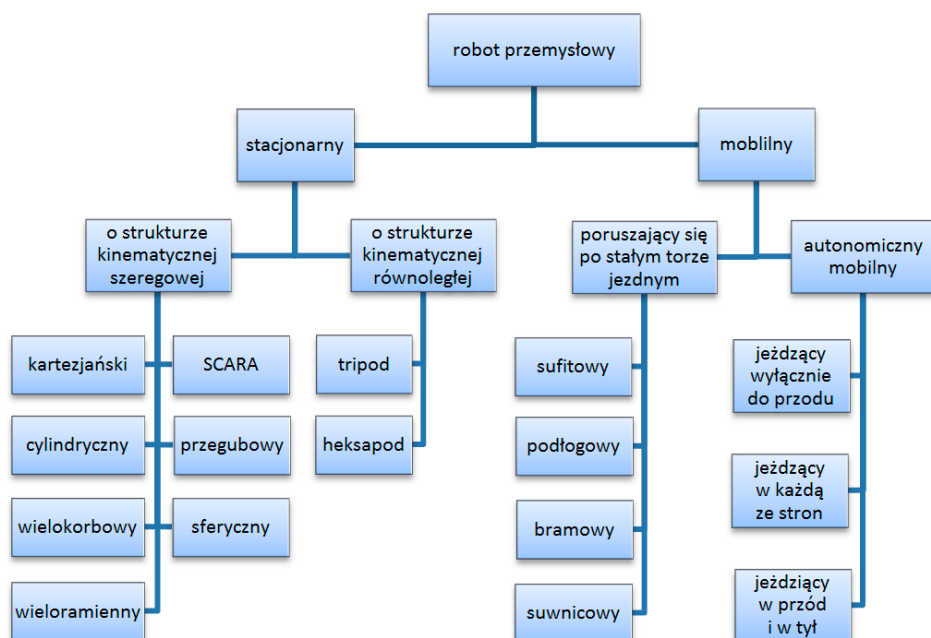
Sprawozdanie powinno zawierać:

- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy doboru,
- 3) wyniki symulacji z omówieniem i wnioskami.

11. Optymalizacja doboru robota przemysłowego

Robot przemysłowy jest urządzeniem automatycznym, zdolnym do wykonywania czynności manipulacyjnych w przemysłowym procesie produkcyjnym, posiadającym układ ruchu złożony z co najmniej dwóch osi oraz autonomiczny, programowalny układ sterujący [37].

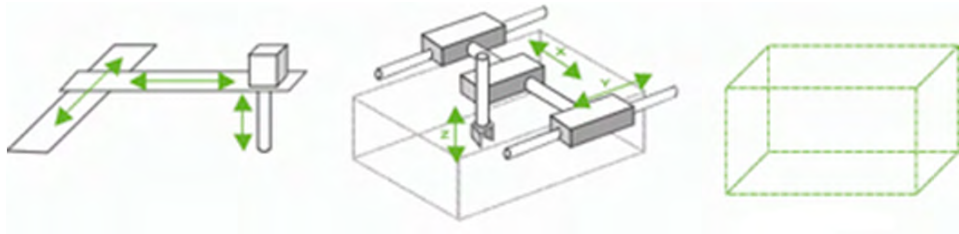
Biorąc pod uwagę możliwość przemieszczania się, roboty przemysłowe można podzielić na roboty stacjonarne, które jako całość nie mogą przemieszczać się względem podłoża oraz roboty mobilne. Podstawowym kryterium podziału robotów przemysłowych jest struktura kinematyczna zespołów mechanicznych. Na rys. 11.1 przedstawiono przykładową klasyfikację robotów.



Rys. 11.1. Klasyfikacja robotów przemysłowych z uwzględnieniem struktury kinematycznej części manipulacyjnych [38]

Wśród robotów stacjonarnych o szeregowej strukturze kinematycznej na szczególną uwagę zasługuje grupa typowych rozwiązań, które cechują się pokrewnym układem zespołów ruchu. Podobieństwo dotyczy układu osi współrzędnych oraz kształtu przestrzeni roboczej. Do tej grupy robotów można zaliczyć [37]:

- Robot o układzie kartezjańskim (rys. 11.3, 11.4), który posiada prostokątny układ współrzędnych, trzy liniowe zespoły ruchu regionalnego oraz euklidesową przestrzeń ruchu roboczego.



Rys. 11.3. Przykładowa struktura kinematyczna robota kartezjańskiego

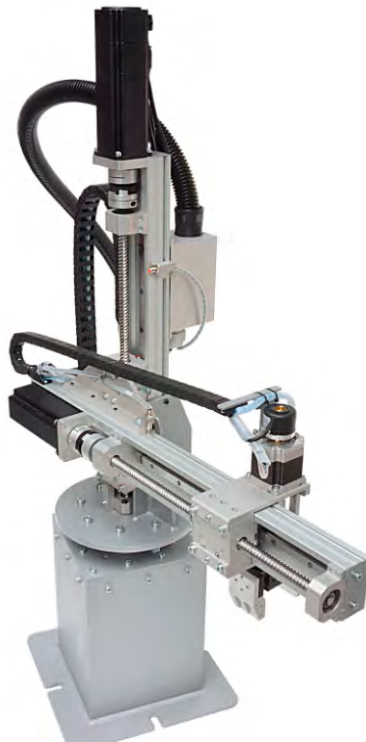


Rys. 11.4 Widok ogólny robota kartezjańskiego [40]

- Robot o układzie cylindrycznym (rys. 11.5, 11.6), który posiada walcowy układ współrzędnych, dwa liniowe oraz jeden obrotowy zespół ruchu regionalnego poruszający się w cylindrycznym układzie współrzędnych.

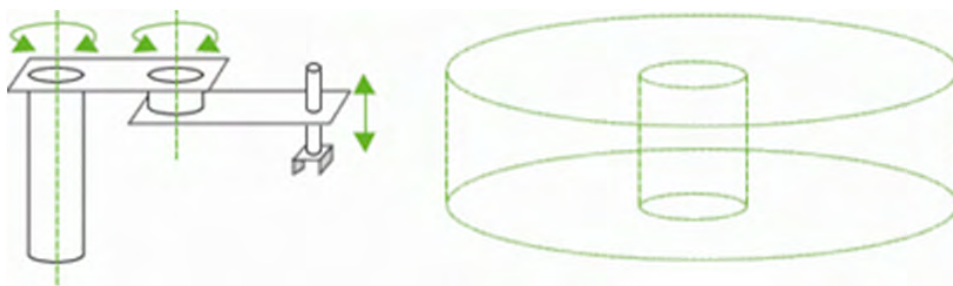


Rys. 11.5. Struktura kinematyczna robota cylindrycznego



Rys. 11.6. Widok ogólny robota cylindrycznego [41]

- Robot SCARA (ang. Selectively Compliant Assembly Robot Arm), który posiada dwa liniowe oraz jeden obrotowy zespół ruchu (rys 11.7, 11.8).

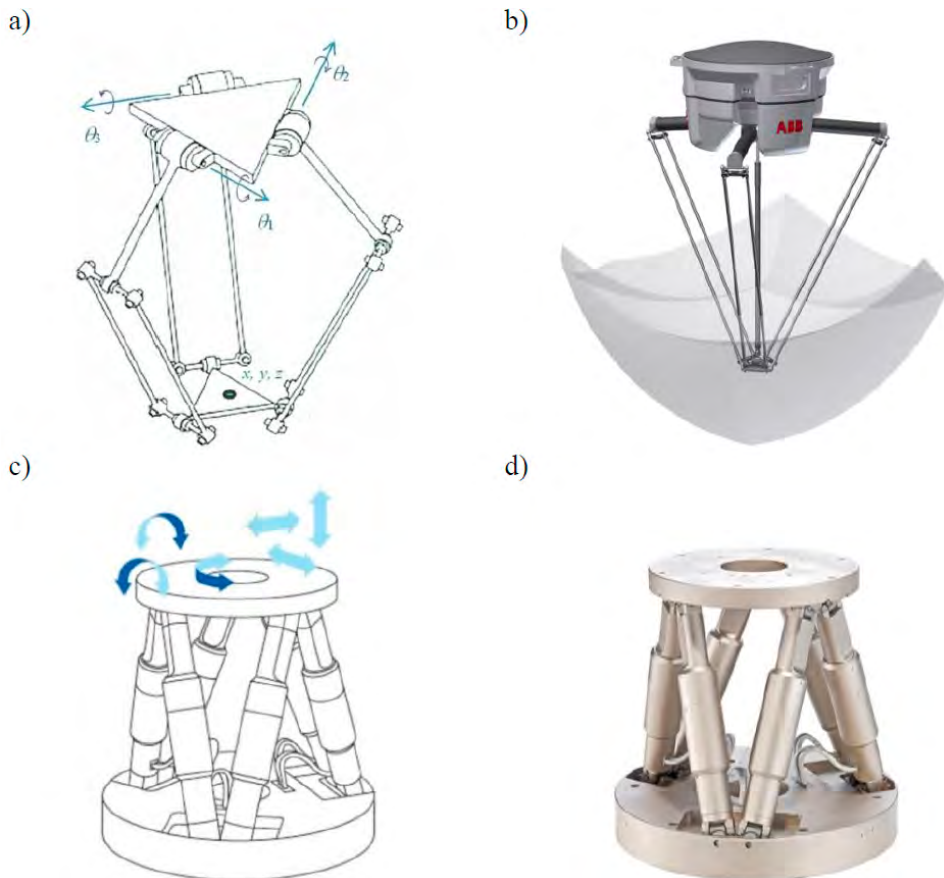


Rys. 11.7. Struktura kinematyczna robota SCARA



Rys. 11.8. Widok ogólny robota typu SCARA [42]

Obok robotów o szeregowej strukturze kinematycznej można wyróżnić również podgrupę robotów stacjonarnych o strukturze równoległej. W przypadku tego typu robotów, podstawowym kryterium podziału jest liczba ramion składających się na zamknięty łańcuch kinematyczny. W zależności od liczby ramion, można wyróżnić tutaj rozwiązania z trzema ramionami zwane tripodami i sześcioma ramionami zwane hexapodami. Strukturę kinematyczną tego typu robotów przedstawiono na rys. 11.9.



Rys. 11.9. Przykłady robotów równoległych [37]: a) struktura kinematyczna robota typu „tripod”, b) widok ogólny robota ABB IRB 360 , c) struktura kinematyczna robota H-811 typu „hexapod”, d) widok ogólny

11.1. Parametry charakteryzujące roboty

Norma ISO 8373 przedstawia podstawowe parametry charakteryzujące roboty przemysłowe:

- liczba osi sterowanych, wynosząca zazwyczaj w zależności od robota od 2 do 7. Parametr ten decyduje o stopniu skomplikowania czynności, które robot jest w stanie wykonać. Każda z osi posiada określony zakres przemieszczeń kątowych lub liniowych,
- udźwig, czyli maksymalny ciężar, który może być podniesiony lub przemieszczony przez robota przemysłowego,

- zasięg, definiowany jako promień obszaru, w ramach którego robot jest w stanie operować,
- prędkość ruchu, określająca z jaką maksymalną prędkością robot może poruszać każdą z osi. Parametr ten określany jest w *rad/s* dla osi obrotowych lub w *mm/s* dla osi liniowych,
- dokładność i powtarzalność, które określają precyzję ruchu robota.
Mając na uwadze powyższe, podczas doboru robota do konkretnej aplikacji należy poddać analizie kolejno niżej wymienione parametry.
- Przestrzeń robocza jest to przestrzeń, w której końcówka ramienia robota jest w stanie osiągnąć dowolny punkt. Przestrzeń tę opisują również pośrednie wartości w postaci maksymalnego zasięgu ramienia w pionie i poziomie. Jest to jeden z podstawowych parametrów robota pod względem doboru do danej aplikacji.
- Prędkość jest to maksymalna prędkość robocza robota. Podawana jest ona dla połączeń obrotowych w stopniach na sekundę; dla połączeń postępowych oraz końcówki ramienia w metrach na sekundę. Obecnie możliwe jest jej wyznaczenie dla konkretnej aplikacji poprzez wykorzystanie narzędzi symulacyjnych.
- Dopuszczalne momenty obciążenia ramienia robota są to górne graniczne wartości momentu siły i momentu bezwładności, które oddziałują na poszczególne elementy ramienia robota. Należy pamiętać, że wyznaczenie tego parametru ma istotny wpływ na bezpieczeństwo i prawidłowe działanie robota. Wartości te są automatycznie kontrolowane w procesie komputerowej symulacji działania robota.
- Dopuszczalny udźwig jest to maksymalna masa ładunku, jaki robot jest w stanie przetransportować. Należy jednak pamiętać, że ważniejszymi parametrami są dopuszczalne momenty obciążenia ramienia robota.
- Liczba stopni swobody robota jest to wartość pozwalająca określić zdolności ruchowe robota, a tym samym zdolność robota do operowania końcówką ramienia.
- Powtarzalność jest to miara rozrzutu odchyleń pomiędzy pozycjami osiąganymi podczas przemieszczenia na tą samą pozycję. Istnieje możliwość poprawy powtarzalności poprzez zastosowanie dodatkowych układów pomiarowych.
- Dokładność jest to maksymalna dopuszczalna różnica pomiędzy pozycją zadaną i osiąganą przez końcówkę robota.
- Masa własna robota oraz sposób transportu.
- Sposób mocowania – roboty mogą być zamontowane na płaskim podłożu, na podwyższeniu, na ścianie, na platformie mobilnej, na prowadnicach.
- Parametry zasilania i zużycie energii są to wielkości określające wymagania jakie media i o jakich parametrach muszą być doprowadzone do robota.
- Warunki środowiskowe, w jakich może pracować robot, np. praca w strefie wybuchowej.

11.2. Wykonanie ćwiczenia

11.2.1. Cel ćwiczenia

Nabywanie umiejętności doboru robotów przemysłowych.

11.2.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu i programem graficznym 3D.

W celu realizacji ćwiczenia można skorzystać z dowolnego konfiguratora robotów dostępnego na stronach internetowych producentów. Prowadzący może wskazać inny rodzaj oprogramowania do realizacji ćwiczenia. Sprawdzenie realizowalności procesu pod względem stawianych wymagań należy przeprowadzić w programie graficznym 3D z możliwością symulacji.

11.2.3. Treść zadania

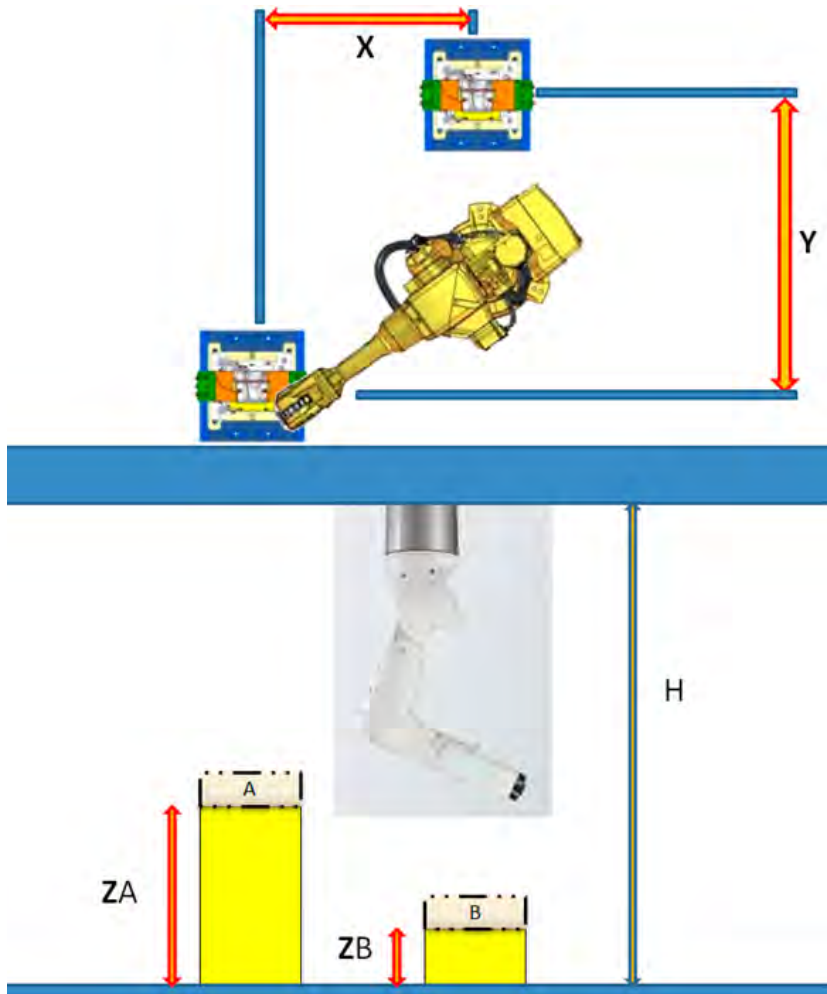
Należy dobrać robota sześciooosiowego, który będzie realizował następujące zadanie (rys. 11.10).

Robot ma przenieść część o masie N [kg] z punktu A do punktu B. Do mocowania przedmiotu zostanie wykorzystany chwytak pneumatyczny, którego masa wraz z osprzętem wynosi 5 [kg]. Środek masy jednostki mocującej wraz z ładunkiem jest oddalony od płaszczyzny mocowania o 150 [mm] i leży w osi obrotu. Robot będzie zamocowany na suficie. Do robota należy dobrać kontroler.

Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 11.1.

Tabela 11.1. Wykaz parametrów dla przypadku

Oznaczenie zadania	1	2	3	4	5	6
N [kg]	2,5	5	7,5	10	12,5	15
Oznaczenie zadania	A	B	C	D	E	F
X [mm]	600	700	700	800	900	950
Y [mm]	500	600	500	600	700	550
ZA [mm]	200	400	600	250	350	300
ZB [mm]	100	200	150	200	250	100



Rys. 11.10. Schemat układu roboczego

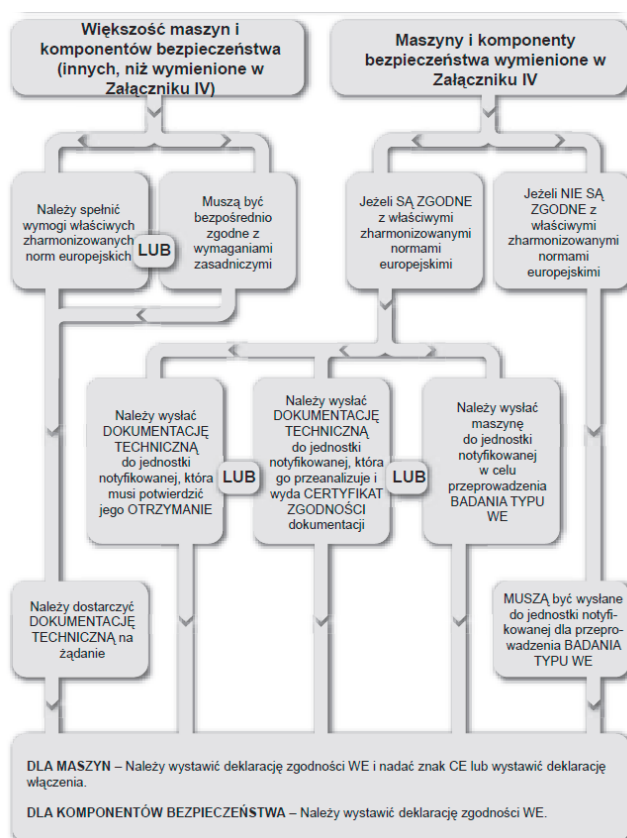
11.2.4. Sprawozdanie

Sprawozdanie powinno zawierać:

- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy doboru,
- 3) wyniki symulacji z omówieniem i wnioskami.

12. Konfiguracja elementów bezpieczeństwa

Wymagania dotyczące zabezpieczenia maszyn ulegają zmianie wraz z rozwojem automatyzacji. Dawniej zabezpieczenia procesu pracy wpływały na obniżenie wydajności, co powodowało, że często z nich rezygnowano. Dzięki rozwojowi techniki można obecnie zintegrować osłony i urządzenia ochronne w procesie pracy bez wpływu na wydajność. Tym samym nie stanowią one już przeszkody dla operatora, a często wspomagają produktywność. Z tego powodu obecnie powszechnie stosuje się zintegrowane urządzenia ochronne w procesie wytwórczym.

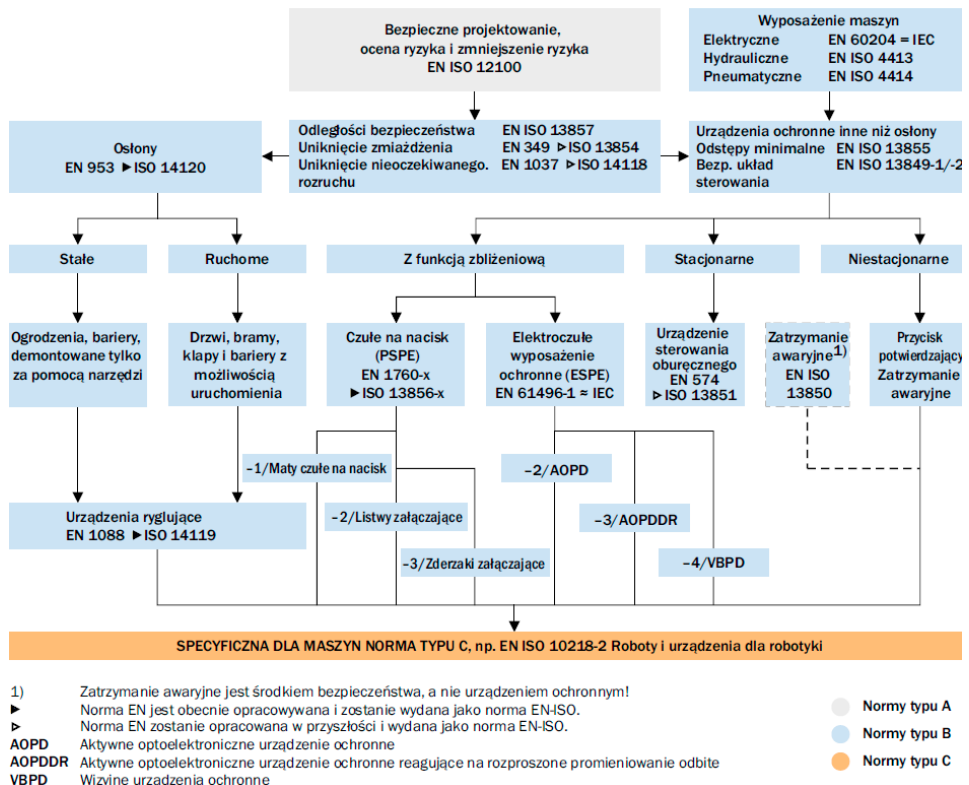


Rys. 12.1. Dyrektywa UE dotycząca sprzętu roboczego [43]

Jednym z podstawowych zamysłów Wspólnoty Europejskiej jest ochrona zdrowia obywateli zarówno w życiu prywatnym, jak i zawodowym. Drugim podstawowym zadaniem jest stworzenie wspólnego rynku ze swobodnym przepływem towarów. Aby móc równocześnie realizować cel swobodnego przepływu towarów i ochrony obywateli, Komisja Europejska, względnie Rada Unii Europejskiej, wydała różnego rodzaju dyrektywy, które muszą być przetransponowane przez kraje członkowskie do prawa krajowego. W dyrektywach zdefiniowane zostały podstawowe cele i wymagania (rys. 12.1). W dziedzinie bezpieczeństwa maszyn i ochrony pracy zostały wydane następujące dyrektywy:

- dyrektywa maszynowa, skierowana do producentów maszyn,
- dyrektywa dotycząca użytkowania sprzętu roboczego, skierowana do użytkowników maszyn,
- dodatkowe dyrektywy, np. dyrektywa niskonapięciowa, dyrektywa w sprawie kompatybilności elektromagnetycznej, dyrektywa ATEX.

Na rys. 12.2 przedstawiono procedurę postępowania w czasie prowadzenia przeglądu spełnienia przez maszynę bądź urządzenie wymagań norm bezpieczeństwa.



Rys. 12.2. Przegląd urządzeń ochronnych i odpowiednich norm [43]

12.1. Środki techniczne wpływające na bezpieczeństwo maszyn

Przy tworzeniu koncepcji bezpieczeństwa maszyny należy uwzględnić:

- cechy maszyny,
- cechy otoczenia,
- czynniki ludzkie,
- cechy projektu,
- cechy urządzeń ochronnych.

W zależności od tych cech należy określić, jakie urządzenia ochronne są potrzebne i w jaki sposób powinny być wykorzystane.

Cechy maszyny

Należy uwzględnić przedstawione niżej cechy maszyny:

- zdolność do zatrzymania niebezpiecznego ruchu w każdej chwili (jeśli to jest niemożliwe, należy stosować osłony lub urządzenia ochronne niwelujące zagrożenie);
- zdolność do zatrzymania niebezpiecznego ruchu bez dodatkowego narażenia (jeśli to jest niemożliwe, wybrać inną konstrukcję lub inne urządzenie ochronne);
- możliwość narażenia przez wyrzucane części (jeśli jest to prawdopodobne, należy stosować osłony);
- czasy zatrzymania (znajomość czasów zatrzymania jest konieczna do zapewnienia skuteczności działania urządzenia ochronnego);
- możliwość kontroli czasu (konieczne w sytuacji, gdy mogą wystąpić zmiany związane z procesem starzenia i zużycia).

Cechy otoczenia

Należy uwzględnić przedstawione niżej cechy otoczenia:

- zakłócenia elektromagnetyczne, promieniowanie zakłócające;
- drgania, wstrząsy;
- światło zewnętrzne, światło zakłócające działanie czujników, iskry towarzyszące spawaniu;
- powierzchnie lustrzane;
- zabrudzenia (opary, wióry, zapylenie);
- zakres temperatur;
- wilgotność, warunki atmosferyczne.

Czynniki ludzkie

Należy uwzględnić przedstawione niżej czynniki ludzkie:

- przewidywane kwalifikacje operatora maszyny,
- przewidywane przemieszczanie się ludzi,
- prędkość zbliżania się (K),

- możliwości obejścia układów zabezpieczeń urządzeń ochronnych,
- możliwe do przewidzenia niewłaściwe użycie.

Cechy projektu

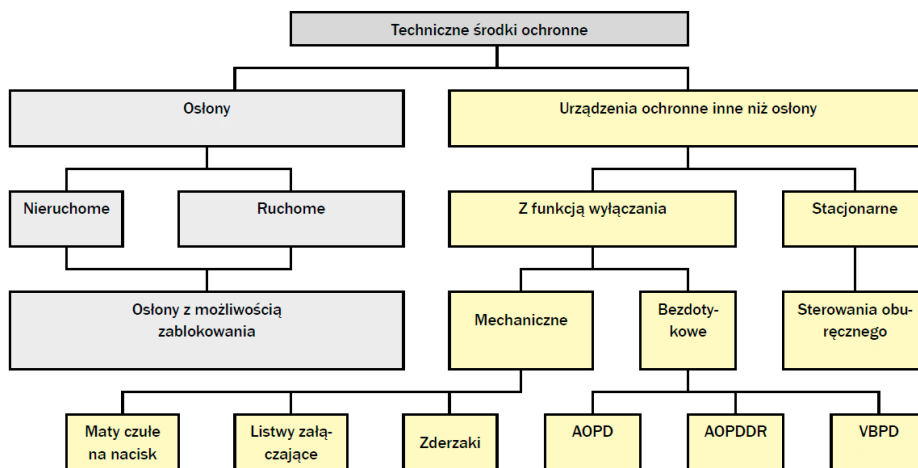
Zaleca się realizowanie funkcji bezpieczeństwa za pomocą certyfikowanych elementów zabezpieczających. Ułatwia to proces projektowania i późniejszą weryfikację spełnienia wymagań zawartych w normach. Funkcja bezpieczeństwa jest zwykle realizowana przez kilka podsystemów. Często nie ma możliwości zrealizowania podsystemu przy użyciu wyłącznie certyfikowanych elementów zabezpieczających, które od razu pozwalają określić poziom bezpieczeństwa (PL/SIL). W takiej sytuacji trzeba go zbudować z kilku elementów dyskretnych. Poziom bezpieczeństwa zależy wówczas od zbioru parametrów.

Cechy urządzeń ochronnych

Brane pod uwagę cechy urządzenia ochronnego to:

- właściwości i zastosowania urządzeń ochronnych (urządzenia elektroczułe, osłony itp.);
- parametry urządzeń ochronnych;
- możliwości integracji w układzie sterowania.

Na rys. 12.3 przedstawiono ścieżki wyboru urządzeń ochronnych.



Rys. 12.3. Technologia, wybór i stosowanie technicznych środków ochronnych [43]

W przypadku elektroczułego wyposażenia ochronnego (ESPE) działanie ochronne, w przeciwieństwie do urządzeń ochronnych o charakterze osłony, nie polega na fizycznym odseparowaniu osoby zagrożonej od zagrożenia. Działanie ochronne polega na czasowym odseparowaniu. Tak długo, jak osoba przebywa

w określonym obszarze, tak długo nie są tam realizowane żadne niebezpieczne funkcje maszyny. Wszystkie niebezpieczne funkcje muszą zostać zatrzymane. To zatrzymanie wymaga pewnego czasu, tak zwanego „czasu dobiegu”. Urządzenia ESPE muszą w odpowiednim czasie rozpoznać zbliżenie osoby do obszaru zagrożenia, a także kontrolować obecność osoby w obszarze zagrożenia.

Międzynarodowa norma IEC 61496-1 zawiera wymagania techniki bezpieczeństwa w odniesieniu do urządzeń ESPE, niezależnie od ich technologii lub zasady działania.

Elektroczułe wyposażenie ochronne stosowane jest głównie tam, gdzie operator musi często lub regularnie sięgać do maszyny i jest w związku z tym narażony na niebezpieczeństwo. Zastosowanie urządzeń ESPE zamiast osłon mechanicznych (w postaci pokryw, ogrodzeń itp.) ma wiele zalet:

- skraca czas dostępu, gdyż operator nie musi czekać na otwarcie urządzenia ochronnego;
- zwiększa produktywność poprzez skrócenie czasu dostępu do maszyny;
- poprawia ergonomię w miejscu pracy, gdyż operator nie musi wykonywać dodatkowych czynności w celu otwarcia przestrzeni dostępu.

Ponieważ elektroczułe wyposażenie ochronne nie stanowi bariery fizycznej, nie jest w stanie chronić osób przed emisjami, chociażby w postaci wyrzucanych części maszyny, obrabianych przedmiotów lub wiórów, ani przed promieniowaniem jonizacyjnym, wysoką temperaturą, hałasem, rozpryskami chłodziw i smarów itp. Zastosowanie urządzeń ESPE nie jest możliwe w maszynach, w których długi czas dobiegu wymagałby niemożliwych do realizacji odległości minimalnych usytuowania urządzeń ochronnych. Elektroczułe wyposażenie ochronne może realizować funkcje rozpoznawania osób na różnej zasadzie: optycznej, pojemnościowej, ultradźwiękowej, z użyciem mikrofal i pasywnego rejestrowania w podczerwieni. Na rys. 12.4 przedstawiono przykładowe urządzenia optoelektroniczne.

Najczęściej stosowanym elektroczułym wyposażeniem ochronnym są urządzenia optoelektroniczne, takie jak:

- optyczne kurtyny i bariery bezpieczeństwa (określane też terminem AOPD – active opto-electronic protective device, aktywne optoelektroniczne urządzenia ochronne);
- laserowe skanery bezpieczeństwa (określane też terminem AOPDDR – active opto-electronic protective device responsive to diffuse reflection, aktywne optoelektroniczne urządzenia ochronne reagujące na odbite promieniowanie rozproszone);
- urządzenia ochronne współpracujące z kamerą (VBPD – visio based protective devices, wizyjne urządzenia ochronne).

Zdolność detekcji definiuje się jako granicę danego parametru czujnika, który powoduje zadziałanie elektroczułego wyposażenia ochronnego (ESPE). W praktyce chodzi tu o wielkość najmniejszego obiektu, który jest zawsze rozpoznawany

w zdefiniowanym obszarze nadzoru urządzenia ochronnego. Zdolność detekcji jest podawana przez producenta. Z reguły jest ona ustalana na podstawie odstępów między wiązkami i efektywnej średnicy wiązki światła. W ten sposób zapewnia się, że obiekt o danej wielkości zawsze będzie całkowicie zakrywać wiązkę światła i dzięki temu będzie rozpoznawany.



Rys. 12.4. Przykłady optoelektronicznych urządzeń ochronnych [43]

12.2. Bariery i kurtyny świetlne

Bariery i kurtyny świetlne to bardzo praktyczne urządzenia zabezpieczające, zapewniające dobry dostęp do wyposażenia maszyny i nadzorujące duże obszary. Dostępne są różne systemy w zależności od funkcji i wymagań pod względem poziomu bezpieczeństwa. Wymagania bezpieczeństwa zostały opisane w normach międzynarodowych. Istnieje kilka poziomów bezpieczeństwa zależnych od rodzaju zagrożenia i stopnia ryzyka. Urządzenia te stosuje się:

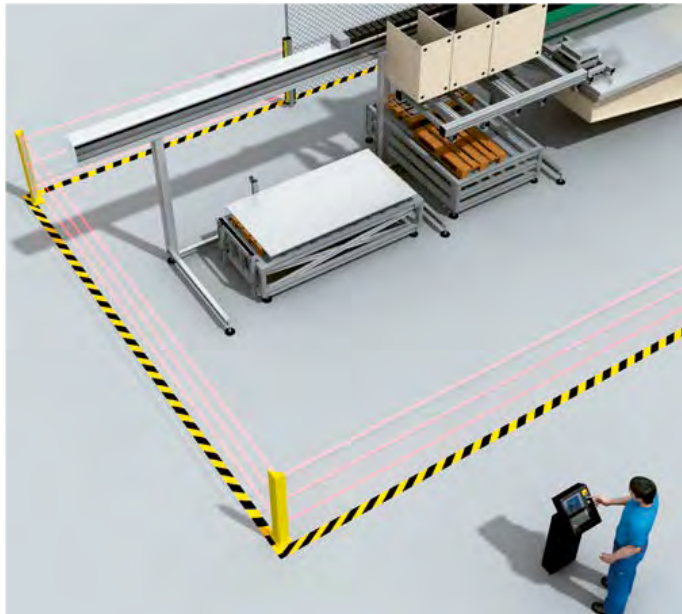
- w przypadku konieczności stałego dostępu do strefy ryzyka, np. w maszynach obsługiwanych ręcznie (rys. 12.5),
- w razie potrzeby zabezpieczenia dużych stref (rys. 12.6),
- w przypadku ciągłego przemieszczania towarów,
- tam, gdzie zabezpieczenia mechaniczne są niepraktyczne lub nieodpowiednie ze względów ergonomicznych.

W niektórych aplikacjach, z powodów praktycznych konieczne może być czasowe wyłączenie funkcji ochronnych urządzenia optoelektronicznego. Zawieszenie działania (funkcji mutingu) optoelektronicznego urządzenia ochronnego wymaga dokonania oceny ryzyka dla danej maszyny, zgodnie z normą EN954-1, w celu określenia, z jakim ryzykiem wiąże się zawieszenie działania optoelektronicznego urządzenia ochronnego. Muting stosowany jest w następujących okolicznościach:

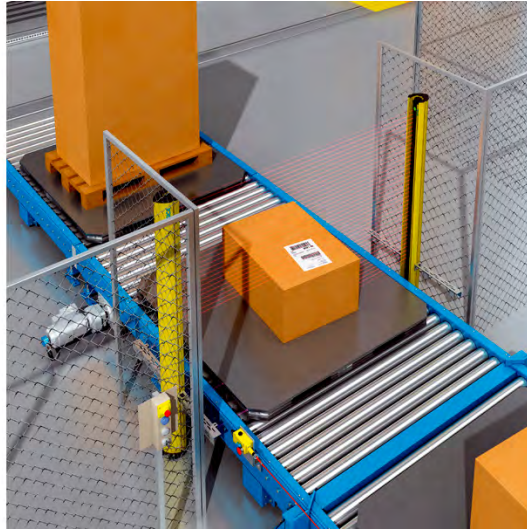
- materiał przechodzi przez urządzenie optoelektroniczne na etapie transportu w procesie zautomatyzowanym (rys. 12.7),
- czynności wykonywane przy materiale wymagają, aby operator znajdował się w miejscu, w którym wpływa on na optoelektroniczne urządzenie zabezpieczające,
- maszyna znajduje się w położeniu bezpiecznym.



Rys. 12.5. Przykład zabezpieczenia strefy wymagającej okresowego działania operatora [43]



Rys. 12.6. Przykład zabezpieczenia dużej strefy [43]



Rys. 12.7. Przykłady funkcji mitingu w procesie transportu [44]

12.3. Zasady doboru kurtyn świetlnych

Jednym z elementów doboru układu bezpieczeństwa jest określenie jego wymaganej kategorii. W tym celu należy:

1. wykonać analizę ryzyka i określenie wymagań dla urządzeń ochronnych,
2. określić stopień ekspozycji operatora i innych pracowników w strefie ryzyka,
3. ocenić, jak poważne obrażenie może zostać spowodowane w razie ewentualnego wypadku.

Częstość narażenia na zagrożenie można ocenić następująco:

- niska – raz na dzień,
- średnia – od jednego razu na dzień do jednego razu na godzinę,
- wysoka – częściej niż raz na godzinę.

Poważność obrażeń można podzielić na:

- obrażenia niegroźne – nie pozostawiające trwałych skutków,
- obrażenia groźne – pozostawiające trwałe skutki.

W oparciu o przedstawioną ocenę należy dokonać wyboru kategorii bezpieczeństwa w sposób następujący (tabela 12,1) [46]:

Kategoria 2

W miejscach, w których mogą zostać spowodowane tylko niegroźne obrażenia (nie pozostawiające trwałych skutków), a częstość narażenia na zagrożenie jest niska lub średnia, wymagany jest niski poziom bezpieczeństwa urządzeń ochronnych. Należy wybrać kurtynę świetlną o kategorii bezpieczeństwa co najmniej 2.

Kategoria 3

W miejscach, w których mogą zostać spowodowane niegroźne obrażenia (nie pozostawiające trwałych skutków), lecz częstość narażenia na zagrożenie jest wysoka, bądź w których mogą zostać spowodowane groźne obrażenia (pozostawiające trwałe skutki), lecz częstość narażenia na zagrożenie jest niska lub średnia, wymagany jest wyższy poziom bezpieczeństwa urządzeń ochronnych. Należy wybrać kurtynę świetlną o kategorii bezpieczeństwa co najmniej 3.

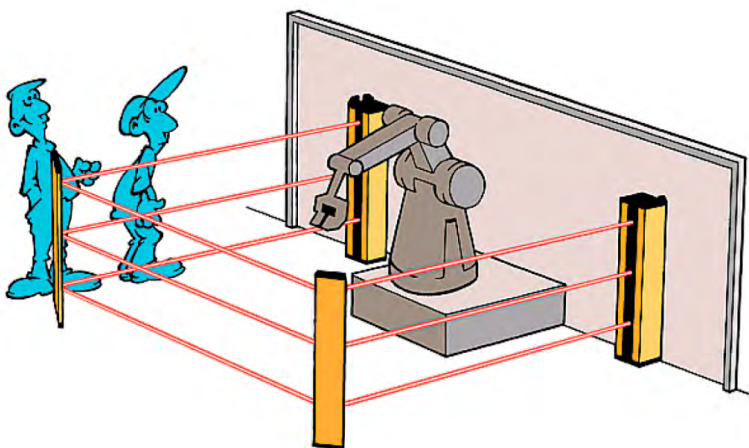
Kategoria 4

W miejscach, w których mogą zostać spowodowane poważne obrażenia (pozostawiające trwałe skutki), a częstość narażenia na zagrożenie jest wysoka, wymagany jest najwyższy poziom bezpieczeństwa urządzeń ochronnych. Należy wybrać kurtynę świetlną o kategorii bezpieczeństwa 4.

Obok kurtyn świetlnych w niektórych aplikacjach stosuje się bariery. Bariery świetlne stosowane są jako niewidoczne ogrodzenie strefy ryzyka (rys. 12.8). Gdy ktoś przekracza barierę świetlną, maszyna zatrzymuje się. Bariera świetlna może mieć jeden lub kilka promieni świetlnych w zależności od potrzeby określonej w ramach analizy ryzyka. Jeżeli zabezpieczenie jest możliwe do przekroczenia, należy stosować kasowanie ręczne poza strefą ryzyka.

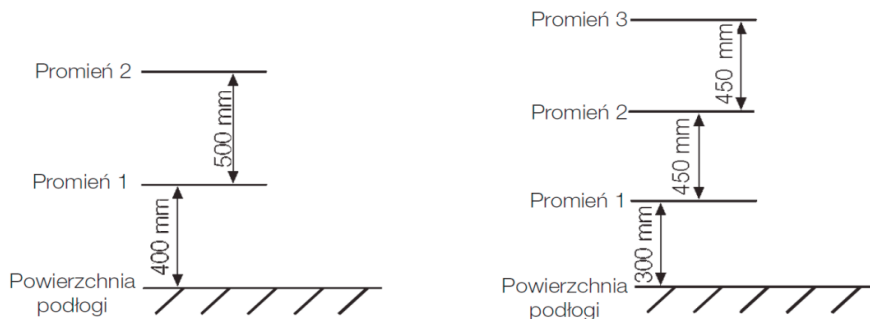
Tabela 12.1. Zależność kategorii bezpieczeństwa od czynników ryzyka [45]

Częstość narażenia	Niska	Średnia	Wysoka
Obrażenia niegroźne	kat. 2	kat. 2/3	kat. 3
Obrażenia groźne	kat. 3	kat. 3/4	kat. 4



Rys. 12.8. Zależność kategorii bezpieczeństwa od czynników ryzyka [45]

Przepisy montażowe, zgodne z normą EN999, stanowią, że bariery świetlne należy montować w taki sposób, aby pierwszy promień świetlny i odległość między promieniami kształtowały się następująco:



Kurtyny świetlne można montować pionowo i poziomo. Montowane pionowo wykrywają np. czy ręka została wsunięta w strefę zagrożenia (rys. 12.5). Jest to powszechne np. w maszynach obsługiwanych ręcznie. Montowane poziomo zapewniają np. detekcję obiektów znajdujących się w strefie przed niebezpiecznymi ruchomymi elementami maszyny.

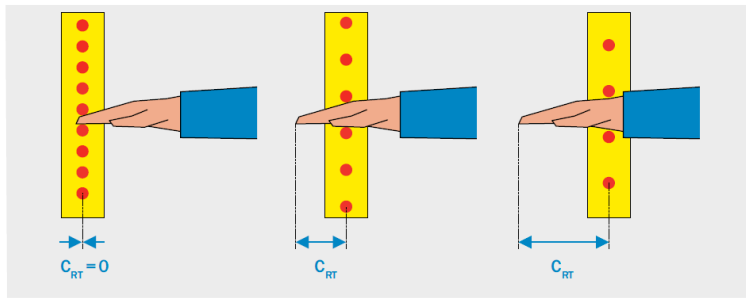
Dodatkowa odległość bezpieczeństwa wymagana przy instalacji kurtyny zależy od jej rozdzielczości, czyli zdolności wykrywania obiektów. W celu obliczenia całkowitej odległości bezpieczeństwa należy również wziąć pod uwagę czas zatrzymania maszyny i czas reakcji urządzeń ochronnych (kurtyn i przekaźników bezpieczeństwa).

Obliczanie odległości bezpiecznej na jakiej powinna być zamontowana kurtyna przeprowadza się w oparciu o normę EN999. Do obliczenia jej wartości stosuje się wzór:

$$S = K \cdot T + C$$

gdzie:

- S – najmniejsza dopuszczalna odległość między urządzeniem optoelektrycznym i miejscem zagrożenia [mm],
- K – szybkość ruchu części ciała operatora, która może dostać się do strefy zagrożenia [mm/s],
- T – całkowity czas zatrzymania, $t_1 + t_2$,
- t_1 – sumaryczny czas reakcji urządzeń ochronnych [s],
- t_2 – czas zatrzymania maszyny [s],
- C – odległość dodatkowa wynikająca z rozdzielczości urządzenia optoelektrycznego (rys. 12.9).



Rys. 12.9. Przykłady nierozpoznanej odległości sięgania przez zabezpieczające kurтины świetlne o różnej zdolności detekcji [43]

W zamieszczonej poniżej tabeli 12.2 podano wzory stosowane do obliczania minimalnej odległości S w zależności od sposobu zamontowania kurтины świetlnej i jej rodzaju.

Tabela 12.2. Sposób obliczania odległości minimalnej kurтины w zależności od sposobu zamontowania i rozdzielczości [44]

Zbliżanie pod kątem prostym: $\beta = 90^\circ (\pm 5^\circ)$										
	Krok 1. Obliczenie minimalnej odległości S	<p>Odstęp minimalny S nie może być < 100 mm.</p> <p>$C = 8 \times (d - 14)$ jest tutaj dodatkową odległością w milimetrach, która reprezentuje wtargnięcie do obszaru zagrożenia przed wyzwoleniem funkcji urządzenia ochronnego.</p> <p>Wysokość najniższej wiązki ≤ 300 mm</p> <p>Wysokość najwyższej wiązki ≥ 900 mm</p> <table border="1"> <tr> <th>Liczba wiązek</th> <th>Zalecane wysokości</th> </tr> <tr> <td>4</td> <td>300, 600, 900, 1200 mm</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>300, 700, 1100 mm</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>400, 900 mm</td> </tr> </table> <p>(400 mm wolno przyjąć tylko wtedy, gdy nie ma możliwości podcożnięcia się).</p>	Liczba wiązek	Zalecane wysokości	4	300, 600, 900, 1200 mm	3	300, 700, 1100 mm	2	400, 900 mm
	Liczba wiązek		Zalecane wysokości							
	4		300, 600, 900, 1200 mm							
3	300, 700, 1100 mm									
2	400, 900 mm									
$d \leq 40$ mm $S = 2000 \times T + 8 \times (d - 14)$ Jeśli $S > 500$ mm, wówczas należy przyjąć: $S = 1600 \times T + 8 \times (d - 14)$. W takim przypadku S nie może być < 500 mm.										
$40 < d \leq 70$ mm $S = 1600 \times T + 850$										
$d > 70$ mm $S = 1600 \times T + 850$										
Krok 2. Obliczenie wymaganej wysokości górnej krawędzi pola ochronnego										
Zbliżanie równoległe: $\beta = 0^\circ (\pm 5^\circ)$										
	Krok 1. Obliczenie minimalnej odległości S	$S = 1600 \times T + (1200 - 0,4 \times H)$ $H \leq 1000$ mm gdzie $C = (1200 - 0,4 \times H) \geq 850$ mm								
	Krok 2. Obliczenie wymaganej rozdzielczości w zależności od wysokości pola ochronnego		$d \leq \frac{H}{15} + 50$ mm $H \leq 1000$ mm $d \leq 117$ mm							
Zbliżanie pod kątem: $5^\circ < \beta < 85^\circ$										
	$\beta > 30^\circ$ $\beta < 30^\circ$	Por. zbliżanie pod kątem prostym. Por. zbliżanie równoległe. $d \leq \frac{H}{15} + 50$ mm odnosi się do najniższej wiązki. Odległość S stosuje się wobec najbardziej oddalonej od obszaru zagrożenia wiązki światła, której wysokość jest ≤ 1000 mm.								
	S : minimalna odległość H : wysokość pola ochronnego (płaszczyzny detekcji) d : rozdzielczość ESPE β : kąt pomiędzy płaszczyzną detekcji a kierunkiem zbliżania T : czas dobiegu całego systemu									

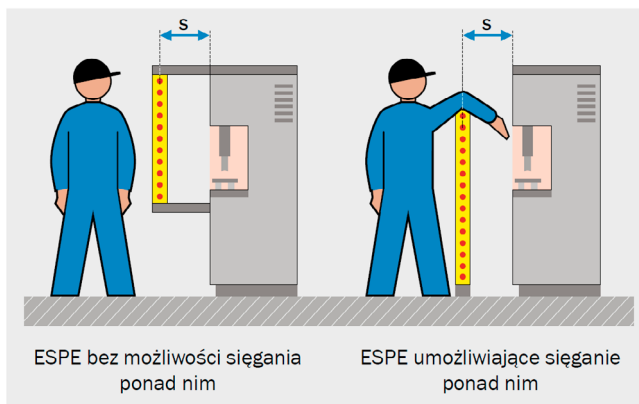
Podczas montażu urządzeń ochronnych należy wykluczyć następujące błędy (rys. 12.10):

- miejsce zagrożenia może być dostępne tylko przez pole ochronne,
- miejsca zagrożeń nie mogą być dostępne poprzez sięgnięcie nad/pod/przez pole ochronne,
- jeśli istnieje możliwość omińnięcia urządzeń ochronnych, muszą działać dodatkowe środki zapobiegawcze.

Po obliczeniu minimalnej odległości pomiędzy polem ochronnym a najbliższym położonym miejscem zagrożenia, kolejnym krokiem jest określenie koniecznej wysokości pola ochronnego elektroczułego wyposażenia ochronnego (ESPE). Powinno to uniemożliwić sięgnięcie do miejsca zagrożenia od góry. Zależnie od wysokości i położenia pola ochronnego, wyposażenia ochronnego, kształtu maszyny i innych czynników, możliwe jest sięgnięcie ponad tym polem w taki sposób, że możliwy jest dostęp do miejsc zagrożenia przed zakończeniem niebezpiecznego procesu w maszynie. Na rys. 12.11 przedstawiono przykłady sytuacji w których jest niemożliwy lub możliwy dostęp do przestrzeni, w której występuje zagrożenie.



Rys. 12.10. Przykłady niewłaściwie zamontowanych ESPE [43]



Rys. 12.11. Przykładowe sposoby montażu ESPE [43]

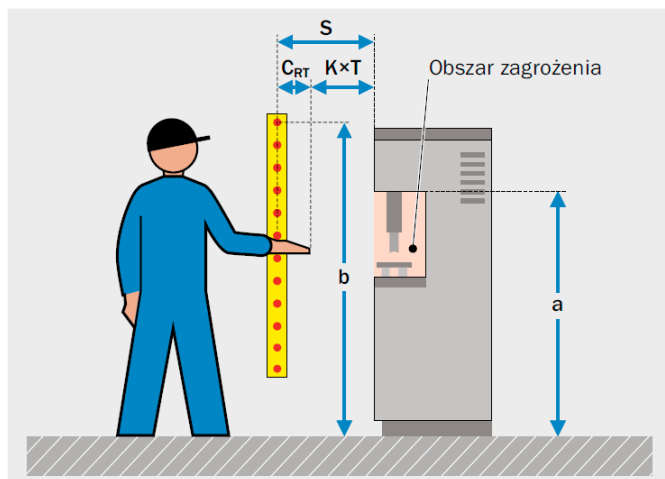
Jeśli możliwe jest sięganie ponad pionowym polem ochronnym elektroczułego wyposażenia ochronnego, należy zwiększyć wysokość górnej krawędzi pola ochronnego b albo zwiększyć naddatek C . W przypadku obu metod należy stosować się do wartości podanych tabeli 12.3, zgodnie z normą ISO 13855. Za pomocą tej tabeli oblicza się zwiększoną wysokość górnej krawędzi pola ochronnego lub większy odstęp minimalny.

Tabela 12.3. Tabelę wymiarowa, która pozwala uwzględnić możliwość sięgania ponad wyposażeniem ochronnym [44]

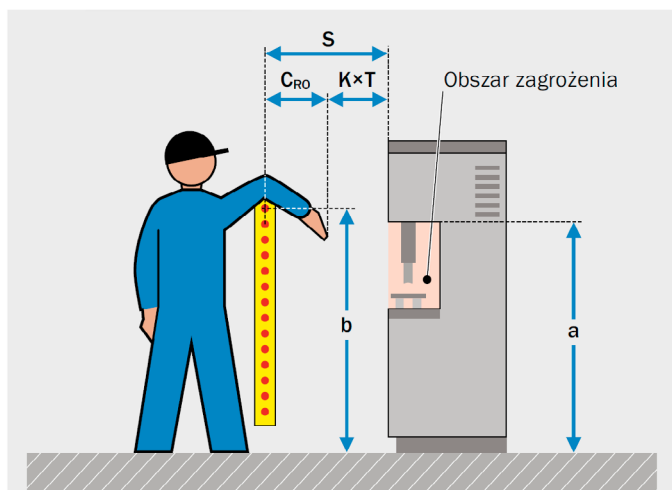
Wysokość a obszaru zagrożenia (mm)	Dodatkowa odległość pozioma C od obszaru zagrożenia (mm)												
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2600	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2500	400	400	350	300	300	300	300	300	250	150	100	0	0
2400	550	550	550	500	450	450	400	400	300	250	100	0	0
2200	800	750	750	700	650	650	600	550	400	250	0	0	0
2000	950	950	850	850	800	750	700	550	400	0	0	0	0
1800	1100	1100	950	950	850	800	750	550	0	0	0	0	0
1600	1150	1150	1100	1000	900	850	750	450	0	0	0	0	0
1400	1200	1200	1100	1000	900	850	650	0	0	0	0	0	0
1200	1200	1200	1100	1000	850	800	0	0	0	0	0	0	0
1000	1200	1150	1050	950	750	700	0	0	0	0	0	0	0
800	1150	1050	950	800	500	450	0	0	0	0	0	0	0
600	1050	950	750	550	0	0	0	0	0	0	0	0	0
400	900	700	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
200	600	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Wysokość b górnej krawędzi pola ochronnego (mm)												
	900	1000	1100	1200	1300	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	

Przy zwiększaniu wysokości górnej krawędzi pola ochronnego b (rys. 12.12), oprócz wysokości obszaru zagrożenia a należy uwzględnić zależny od rozdzielczości dodatek C_{RT} (rys. 12.9), aby wyznaczyć niezbędną wysokość górnej krawędzi pola ochronnego przy zachowaniu tego samego odstępu minimalnego. Przy wyznaczonej wysokości górnej krawędzi pola ochronnego nie jest możliwe sięganie do obszaru zagrożenia ponad polem ochronnym; dodatek C_{RO} nie jest wymagany.

Jeśli wysokość górnej krawędzi pola ochronnego b jest z góry określona przez wykorzystywaną już kurtynę, należy zwiększyć minimalną odległość (rys. 12.13). Oprócz określenia wysokości obszaru zagrożenia a trzeba w tym przypadku uwzględnić wysokość górnej krawędzi pola ochronnego b . Wynik należy odczytać w tabeli 12.3. Miejsce przecięcia tych wartości określa odległość naruszenia C_{RO} . Jeśli C_{RO} jest $\geq C_{RT}$, to wyznaczona wartość C_{RO} zastępuje wartość C_{RT} przy obliczaniu minimalnej odległości. Jeśli C_{RO} jest $< C_{RT}$, przy obliczaniu minimalnej odległości należy nadal stosować wartość C_{RT} .



Rys. 12.12. Parametry do wyznaczania wymaganej minimalnej odległości przy możliwym sięganiu przez wyposażenie ochronne [43]



Rys. 12.13. Parametry do wyznaczania wymaganej minimalnej odległości przy możliwym sięganiu ponad wyposażenie ochronne [43]

12.4. Wykonanie ćwiczenia

12.4.1. Cel ćwiczenia

Nabycie umiejętności określenia wymagań dla zapewnienia bezpieczeństwa użytkowania maszyn i urządzeń chronionych kurtynami i barierami świetlnymi

12.4.2. Urządzenia i oprogramowanie niezbędne do realizacji ćwiczenia

Stanowisko komputerowe z dostępem do Internetu.

W celu realizacji ćwiczenia należy skorzystać z katalogów internetowych zawierających informacje o wymienionych elementach ESPE.

12.4.3. Treść zadania

Należy przeprowadzić obliczenia minimalnej odległości na jakiej powinna znajdować się kurtyna ochronna od elementu ruchomego (zarysu sfery wyznaczonej przez skrajny punkt stołu obrotowego) dla przypadku pokazanego na rys. 12.14. W obwodzie ESPE zastosowany jest przekaźnik bezpieczeństwa MSR 42 (rys. 12.15).

Pamiętaj, że: czas reakcji kurtyny świetlnej t_1 jest sumą czasów odpowiedzi kurtyny i zadziałania przekaźnika bezpieczeństwa.

Wykaz parametrów do zadania umieszczono w Tabeli 12.4.

Tabela 12.4. Wykaz parametrów dla przypadku

Oznaczenie zadania	1	2	3	4	5	6
Czas zatrzymania stołu t_2 [s]	0,3	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6

Oznaczenie zadania	A	B	C	D	E	F
Symbol zastosowanej kurtyny	GL-R88H	C4C- -SA16510A10000/ C4C- -EA16510A10000	C4C- -SA16530A10000/ C4C- -EA16530A10000	SLSP14- -1800Q85	C4P- -SA15030A001300 / C4P- -EA15030A001300	SLSCP30- 1500P88






Rys. 12.14. Schemat układu roboczego [43]



Przełącznik MSR 42

- Kompaktowy przełącznik w obudowie 22,5mm
- 3 konfigurowalne wejścia
- Fabryczne ustawienia domyślne

Dane techniczne

Napięcie zasilania	24 V DC
Tolerancja	-15% + 20%
Wyjścia bezpieczeństwa	2 PNP
Wyjścia sygnałowe	2 PNP
Pobór prądu	70 mA
Max prąd wyjścia	bezpieczeństwa 400 mA sygnałowego 100 mA
Rozłączenie	15 ms (max)
Montaż	Szyna DIN
Wskazywanie stanu	13 x LED
Zywotność	2 x 10 ⁷
Stopień ochrony	IP20
Temperatura pracy	0°C do +55°C
Kategoria bezpieczeństwa	4 wg. EN 954-1
PL	E wg. EN ISO 13849-1
SIL	3 wg. IEC 62061
Zgodność z	MD, EMC, LVD
Certyfikaty	  

Właściwości

Związane z bezpieczeństwem

- Zduplikowane wyjście
- Redundancja wewnętrzna/zewnętrzna
- Monitorowanie wyjścia

Dla użytkownika

- Konfiguracja podstawowa
- Szybka reakcja
- Rozszerzalny
- Półna diagnostyka LED
- Trzy wejścia
- Międzynarodowe aprobaty

Rys. 12.15. Parametry przełącznika bezpieczeństwa

12.4.4. Sprawozdanie

Sprawozdanie powinno zawierać:



- 1) niezbędne obliczenia i założenia konstrukcyjne,
- 2) kolejno przedstawione etapy doboru,
- 3) wyniki symulacji z omówieniem i wnioskami.

Bibliografia

- [1] Broel-Plater B.: *Układy wykorzystujące sterowniki PLC. Projektowanie algorytmów sterowania*, Wydawnictwo Naukowe PWN, 2022.
- [2] Szlerski M. W.: *Automatyka przemysłowa w praktyce*, KaBe, 2016.
- [3] Gładyszewicz L.: *Przenośniki taśmowe: teoria i obliczenia*, Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2003.
- [4] „Materiały informacyjne mk Technology Group”, [Online]. Dostęp: www.mk-group.com.
- [5] „Aluteckk”, marzec 2022. [Online]. Dostęp: <https://aluteckk.pl>.
- [6] „ANDRZEJEWSKI Automatykacja i Wyposażenie Produkcji Sp. z o.o.”, marzec 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.andrzejewski.pl/>.
- [7] „Haberkorn Sp. z o.o.”, marzec 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.haberkorn.pl/>.
- [8] Szlerski M. W.: *Układy pneumatyczne w maszynach i urządzeniach*, KaBe, 2018.
- [9] Domińczuk J., Kost G., Łebkowski P.: *Automatykacja i robotyzacja procesów produkcyjnych*, Warszawa: Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, 2022.
- [10] Węsierski Ł.: *Pneumatyka elementy i układy*, Rzeszów: Uniwersytet Rzeszowski, 2015.
- [11] Pawełko P.: *Materiały dydaktyczne do wykładów i ćwiczeń laboratoryjnych z przedmiotu*, 2019. [Online]. Dostęp: www.piopawelko.zut.edu.pl.
- [12] Niezgoda J., Pomieński W.: *Sterowanie pneumatyczne ćwiczenia laboratoryjne*, Gdańsk: Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 1998.
- [13] „Festo”, „Dokumentacja napędu”, marzec 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.festo.com/>.
- [14] Ebel F., Idler S., Prede G., Scholz D.: *Pneumatics Electropneumatics*, Denkerdorf: Festo GmbH & Co, 2010.
- [15] „Festo”, marzec 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.festo.com/>.
- [16] Zastępowski B., Mateuszewski M., Musiał J., Styp-Rekowski M.: *Zagadnienia hydrauliki i pneumatyki w ujęciu praktycznym*, Bydgoszcz: Wydawnictwo Uczelniane Uniwersytetu Techniczno-Przyrodniczego, 2013.
- [17] Szlerski M. W.: *Robotyka Przemysłowa*, KaBe, 2019.
- [18] „AUTOMATYKAB2B”, kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://automatykab2b.pl/>.

- [19] „BOSCH-REXROTH,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.boschrexroth.com>.
- [20] „IGUS,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.igus.pl/>.
- [21] „ITEM,” marzec 2022. [Online]. Dostęp: <https://product.item24.pl/>.
- [22] „ELDAR,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.eldar.biz/>.
- [23] Sobolewski J.: *Przekładnie śrubowe kulkowe*, WNT, 2011.
- [24] „AMG,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://amgautomatyka.pl/>.
- [25] „PARKER,” marzec 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.parker.com/>.
- [26] Kaczmarek W., Panasiuk J.: *Robotyzacja procesów produkcyjnych*, Wydawnictwo Naukowe PWN, 2018.
- [27] „SEW,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.sew-eurodrive.pl/>.
- [28] Hetmańczyk M.: *Aplikacje przemysłowe motoreduktorów, Służby Utrzymania Ruchu*, s. 94-96, marzec-kwiecień 2016.
- [29] „Fabryka Reduktorów i Motoreduktorów BEFARED”, *Motoreduktory zębate walcowe współosiowe*, Bielsko-Biała: BEFARED S.A., 2013.
- [30] Skoć A., Światoński E.: *Przekładnie zębate*, Wydawnictwo Naukowe PWN, 2022.
- [31] Osiński Z.: *Podstawy konstrukcji maszyn*, Wydawnictwo Naukowe PWN, 2022.
- [32] „EBMiA,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.ebmia.pl/>.
- [33] „KTR,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.ktr.com/pl/>.
- [34] „ROTEX,” *Sprzęgła skrzętne elastyczne*, ROTEX, 2022.
- [35] Walczak J.: *Promieniowe sprężarki dmuchawy i wentylatory*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2013.
- [36] Walicki R.: *Jak dobrać wentylator?*, *InstalReporter*, s. 52-53, kwiecień 2012.
- [37] Józwik J., Ostrowski D.: *Wybrane problemy badawcze robotów przemysłowych*, Lublin: Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, 2016.
- [38] Hanczarenko J.: *Roboty przemysłowe. Budowa i zastosowanie.*, Warszawa: WNT, 2010.
- [39] „KUKA,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.kuka.com/pl-pl>.
- [40] „WEMO,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.wemogroup.com>.
- [41] „WOBIT,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://wobit.com.pl/>.
- [42] „HIWIN,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://hiwin.pl/>.
- [43] „Allen-Bradley,” *Systemy sterowania związane*, Rockwell Automation, 2016.
- [44] „SICK,” *Przewodnik Bezpieczne Maszyny*, 2015.
- [45] „SICK,” kwiecień 2022. [Online]. Dostęp: <https://www.sick.com>.
- [46] „Oemautomatic,” *Kurtyny i bariery świetlne*, 2016.

Wzór sprawozdania

	POLITECHNIKA LUBELSKA WYDZIAŁ MECHANICZNY KATEDRA INFORMATYZACJI I ROBOTYZACJI PRODUKCJI	 POLITECHNIKA LUBELSKA LUBLIN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY
---	--	--

SPRAWOZDANIE

Nr ćwiczenia:	
Tytuł ćwiczenia:	
Nazwa przedmiotu:	
Kierunek studiów:	
Imię i Nazwisko	

1. Cel ćwiczenia: *Należy podać zgodnie z instrukcją.*

2. Treść zadania:

Należy podać treść zadania zdefiniowanego dla Studenta.

3. Opis realizacji zadania:

Należy przedstawić przyjęte założenia, użyte narzędzia (w tym etapy modelowania), osiągnięte efekty prac (w tym schematy, wykresy, rysunki).

4. Wnioski

Należy odnieść się do osiągniętych efektów prac. Wskazać istotne elementy wyboru i je uzasadnić.