

Politechnika Poznańska
Instytut Technologii Mechanicznej

Napędy urządzeń medycznych i rehabilitacyjnych

Autor: dr inż. Wojciech Ptaszyński

Poznań, 2018

Spis treści

1.	NAPĘD WÓZKA INWALIDZKIEGO.....	3
1.1.	Założenia.....	3
1.1.	Przykład obliczeń.....	5
1.2.	Napędy wózków inwalidzkich.....	6
1.2.1.	Silnik z przekładnią	6
1.2.2.	Silniki w piaście z przekładnią.....	7
1.2.3.	Silniki bezpośrednie w piaście (hub motor) [1]	8
2.	ŁÓŻKA SZPITALNE I REHABILITACYJNE.....	11
2.1.	Rozwiązania konstrukcyjne	11
2.2.	Obliczania kinematyczne napędów regulacji leża	12
2.3.	Specjalistyczne rozwiązania.....	16
2.4.	Obliczania kinematyczne napędów podnoszenia łóża	18
2.4.1.	Nożycowy mechanizm podnoszenia łóża	18
2.4.2.	Słupowy mechanizm podnoszenie leża	22
3.	STOŁY OPERACYJNE.....	24
3.1.1.	Pantografowy mechanizm podnoszenia stołu	24
5.	AKTUATORY LINIOWE.....	27
1.	BIEŻNIA ELEKTRYCZNA.....	30
2.	AKCELERATOR PROTONOWY, TOMOGRAF KOMPUTEROWY	31
3.	Tomograf komputerowy.....	33
4.	Inne.....	34

1. NAPĘD WÓZKA INWALIDZKIEGO

1.1. Założenia

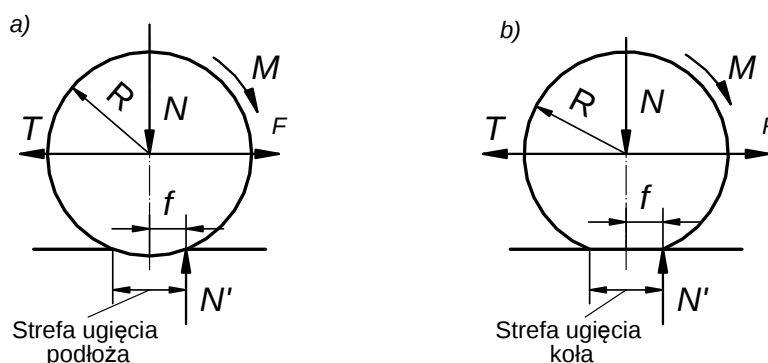
Wózek inwalidzki może pracować w kilku szczególnych przypadkach:

- ruch po płaskiej powierzchni z maksymalną prędkością,
- podjazd pod wzniesienie,
- ruch z maksymalnym obciążeniem.

Należy dążyć do tego aby w każdym z tych przypadków można było uzyskać maksymalne parametry ruchu. Jednak ze względu na ograniczenia dostępnych napędów oraz ceny można ograniczyć parametry do niezbędnego minimum, na przykład do:

- ruch z maksymalną prędkością po płaskiej powierzchni przy ograniczonym obciążeniu,
- podjazd pod wzniesienie, z mniejszą prędkością ale z maksymalnym obciążeniem.

W przypadku pojazdów kołowych jednym z istotnych obciążeń jest moment tarcia toczonego czy inaczej siła tarcia toczonego tzn. jaka musimy użyć siłę aby przesunąć toczący się obiekt. Siła tarcia (moment tarcia) zależy od materiału koła i materiału podłoża a właściwie podatności tych materiałów. Na rysunku 1 przedstawiono schemat tarcia toczonego.



Rys. 1.1. Schemat tarcia toczonego: R – promień koła, N – siła nacisku na koło, N' – nacisk na podłoże w chwili ruchu, f – współczynnik tarcia toczonego, T – siła tarcia toczonego, M – moment tarcia toczonego, F – wymagana siła ciągu

Szerokość strefy ugięcia (rys. 1.1) zależy od sztywności podłoża i sztywności koła. Na rys. 1.1a pokazano przypadek dla idealnie sztywnego koła i podatnego podłoża a na rys. 1.1.b dla idealnie sztywnego podłoża i podatnego koła. Jak widać z rysunku współczynnik tarcia toczonego jest miarą szerokości strefy ugięcia i ma wymiar metra. Przykładowe współczynniki tarcia toczonego dla wybranych materiałów podano w tabeli 1.1.

W czasie ruchu nacisk N oraz reakcja nacisku na podłoże N' są równe dlatego też można napisać, że wymagany moment obrotowy koła wynosi:

$$M = N \cdot f$$

Dla uproszczenia można też napisać, że:

$$M = T \cdot R$$

A tym samym siła tarcia tocznego wynosi:

$$T = N \cdot \frac{f}{R}$$

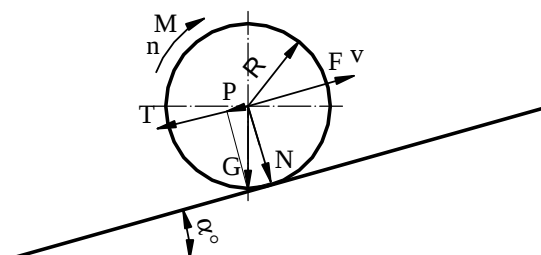
Gdzie: N – siła nacisku na koło [N],
 f – współczynnik tarcia tocznego [m]
 R – promień koła [m]

Jak widać z tego równania aby zmniejszyć siłę tarcia należy zmniejszyć współczynnik tarcia tocznego f (wybrać bardziej sztywne koło lub podłoże) lub zwiększyć promień koła.

Tabela 1.1. Orientacyjne wartości współczynnika tarcia dla różnych substancji

Koło	Podłoże	Współczynnik tarcia w mm
drewno miękkie	drewno miękkie	1,5
drewno miękkie	stal	0,8
drewno twarde	drewno twarde	0,8
ebonit	beton	10-20
ebonit	stal	7,7
guma	beton	15-35
hartowana stal	hartowana stal	0,01
polimer	stal	2
stal	asfalt	6
stal	bruk	1,5
stal	stal	0,05
stal	drewno miękkie	5,6
stal	granit	2,1
żeliwo	żeliwo	0,8

Na rysunku 1.2. przedstawiono schemat sił i momentów działających podczas toczenia się koła na równię pochyłą.



Rys. 1.2. Schemat obliczeniowy toczenia na równię pochyłą

- Gdzie:
- R – promień koła,
 - G – ciężar przypadający na jedno koło
 - v – prędkość ruchu pojazdu,
 - n – prędkość obrotowa koła,
 - T – siła tarcia tocznego,
 - N – siła nacisku na równię,
 - M – moment tarcia
 - F – wymagana siła ciągu
 - P – składowa ciężaru równoległa do równi pochyłej.

Dla takiego przypadku można wyznaczyć:

- siłę nacisku:

$$N = G \cdot \cos(\alpha)$$

- siłę równoległą do bieżni:

$$P = G \cdot \sin(\alpha)$$

- wymaganą siłę ciągu

$$F = T + P$$

- wymagany moment obrotowy koła:

$$M = \frac{F \cdot D}{2}$$

1.1. Przykład obliczeń

Do obliczeń przyjęto następujące dane wejściowe:

- koła gumowe toczące się po betonie: $f = 20 \text{ mm}$
- maksymalny udźwig :
 - ograniczony: $m = 80 \text{ kg}$;
 - pełne obciążenie: $m = 150 \text{ kg}$
- maksymalna prędkość ruchu:
 - ograniczony: $v = 15 \text{ km/h} = 250 \text{ m/min}$
 - pełne obciążenie: $v = 8 \text{ km/h} = 133 \text{ m/min}$
- pokonywanie wzniesień: $10 \% \text{ } (5.71^\circ)$
- masa własna: $m_w = 50 \text{ kg}$
- średnica kół: $D = 230 \text{ mm}; 300 \text{ mm}; 600 \text{ mm}$
- przyspieszenie ziemskie $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

Na podstawie Tabela 1.1, dla koła gumowego toczącego się po betonie przyjęto współczynnik tarcia tocznego $f = 20 \text{ mm}$.

W tabeli 1.2 przedstawiono wartości obliczeniowe dla obciążenia pełnego i ograniczonego z równań przedstawionych powyżej.

Tabela 1.2. Obliczenia napędu wózka inwalidzkiego

Opis	Wzór	Pełne obciążenie			Ograniczone obciążenie		
Średnica kół [mm]		230	300	600	230	300	600
Udźwig [kg]		150			80		
Ciężar całości [N]	$G = (m + m_w) \cdot g$	1960			1280		
Nacisk [N]	$N = G \cdot \cos(\alpha)$	1950			1270		
Siła P [N]	$P = G \cdot \sin(\alpha)$	195			127		
Prędkość ruchu [km/h] (m/min)		8 (133)			15 (250)		
Prędkość obrotowa koła [obr/min]	$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot d}$	184	141	70.6	346	265	132
Siła tarcia tocznego [N]	$T = \frac{f}{R} \cdot N$	339	260	130	110	84.6	42.3
Przy wjeździe na wzniesienie							
Wymagana siła ciągu [N]	$F = T + P$	534	455	325	237	211	169
Moment obrotowy [Nm]	$M = \frac{F \cdot D}{2}$	61.4	68.2	97.5	27.3	31.7	50.7
Moc [W]	$P = \frac{M \cdot n}{9.55}$	1180	1010	721	989	879	701
Przy jeździe po płaskim							
Wymagana siła ciągu [N]	$F = T$	339	260	130	110	84.6	42.3
Moment obrotowy [Nm]	$M = \frac{F \cdot D}{2}$	39	39	39	12.7	12.7	12.7
Moc [W]	$P = \frac{M \cdot n}{9.55}$	751	576	288	460	352	176

1.2. Napędy wózków inwalidzkich

Ponieważ konwencjonalne silniki prądu stałego o mocy rzędu 1000 W mają prędkości obrotowe 2000 – 4000 obr/min oraz momenty obrotowe 2.5 – 5 Nm do napędu wózka inwalidzkiego należy zastosować silnik z przekładnią. Innym rozwiązaniem jest możliwość zastosowania silnika bezpośredniego o dużym momencie obrotowych. Na rynku można znaleźć gotowe napędy wózków inwalidzkich o następujących rozwiązaniach:

- silnik z przekładnią,
- napęd w piaście z przekładnią,
- napęd bezpośredni w piaście.

1.2.1. Silnik z przekładnią

Widok przykładowego napędu pokazano na Rys. 1.3. W tym przypadku stosuje się silniki prądu stałego oraz przekładnię o dużym przełożeniu.



Rys. 1.3. Widok napędu z przekładnią

1.2.2. Silniki w piaście z przekładnią

Innym rozwiązaniem napędu jest umieszczenie silnika wewnątrz piasty wraz z przekładnią mechaniczną. Widok przykładowego rozwiązania pokazano na rys. 3



Rys. 1.4. Napęd w piaście z przekładnią

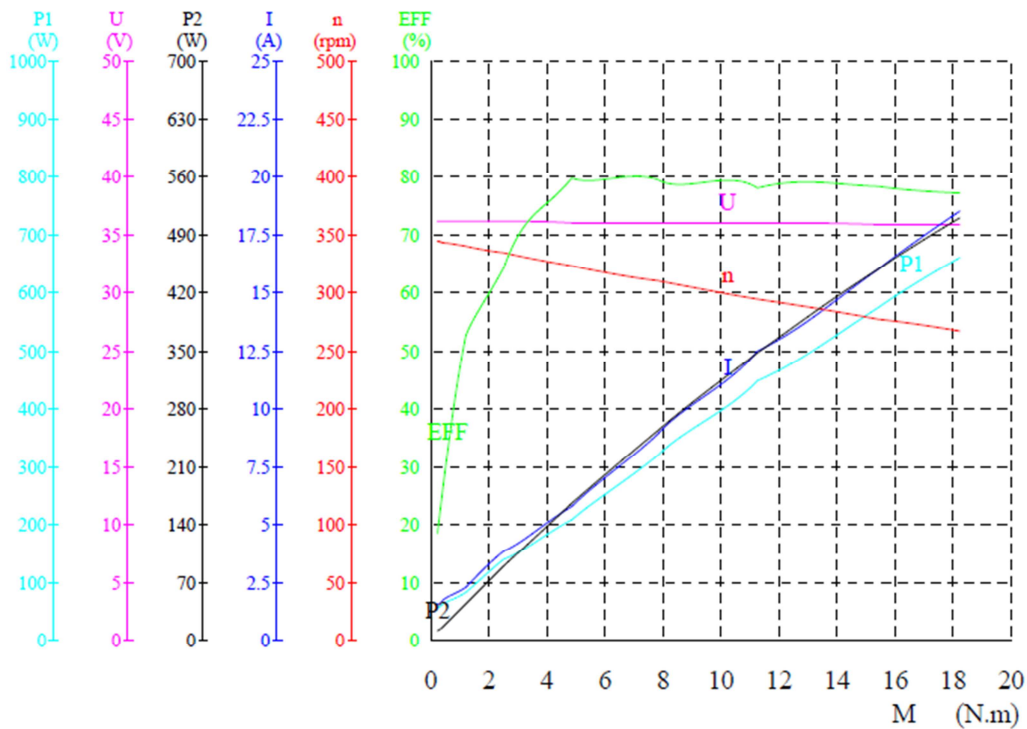
Zaletami tego typu napędów są:

- łatwa instalacja,
- można łatwo przerobić pojazd nienapędzany na napędzany wymieniając koła zwykłe z silnikiem wmontowanym w piastę,
- są łatwe do wymiany, jeśli zostaną uszkodzone lub zużyte,
- są ciche w pracy i mają korzystny wygląd i budowę,

Wady napędów z silnikami w piaście:

- mają dość dużą masę na sztywno zamocowaną z kołem,
- silniki bezpośrednio piasty mają duże opory obracania się, gdy nie są zasilane, co sprawia, że pojazd hamuje,
- mają większą masę niż napędy tradycyjne,
- utrudniona jest zmiana opony zwłaszcza przy małych kołach.

Przykładową charakterystykę napędu z silnikiem BLDC w piaście pokazano na Rys. 1.5 a w Tabela 1.3 pokazano parametry tego silnika.



Rys. 1.5. Charakterystyka napędu w piaście z silnikiem BLDC [8]

Tabela 1.3. Dane charakterystyczne napędu w piaście z silnikiem BLDC [8]

Dane	U	I	P1	M	n	P2	Eff
	(V)	(A)	(W)	(N.m)	(rpm)	(W)	(%)
Bez obciążenia	36.11	1.521	54.93	0.28	343.5	10.07	18.3
Max. Eff	35.90	10.92	392.4	10.24	298.3	319.8	81.4
(Max. Pout)	35.78	18.43	659.7	18.24	266.1	508.1	77.0
Max. moment	35.78	18.43	659.7	18.24	266.1	508.1	77.0
Max. końcowe	35.78	18.43	659.7	18.24	266.1	508.1	77.0

1.2.3. Silniki bezpośrednie w piaście (hub motor) [1]

Silniki bezpośrednie BLDC firmy Magnetic Innovation mogą być stosowane do napędowych różnego rodzaju pojazdów. Mają wysoki momencie obrotowy. W serii z napędem bezpośrednim MI-HT (bike) konstrukcja magnetyczna jest zoptymalizowana, aby osiągnąć najwyższy możliwy moment obrotowy dostępny obecnie na rynku. Dostępne są dwie wersje o różnym momencie obrotowym.



Rys. 1.6. Silnik bezpośredni wbudowany w piastę koła [1]

Koncepcja silnika wewnętrznego pozwala na bezproblemową integrację silnika z piastą koła. Co więcej, sterowanie silnikiem piasty idealnie nadaje się do kontroli bezobrotowej w celu dalszego obniżenia kosztów i zwiększenia niezawodności. Elektronika sterująca jest bardzo wydajna i znajduje się poza obudową silnika piasty. Ponadto, sterowanie prądem opiera się na modulacji wektora pola w celu pełnego wykorzystania dostępnego napięcia zasilania.

Tabela 1.4. Parametry silników bezpośrednich firmy Magnetic Innovation [1]

Parametr	Standard	Zwiększony moment
Średnica [mm]	115	115
Szerokość [mm]	67	81
Średnica wałka [mm]	12	12
Masa [kg]	3.3	4
Napięcie znamionowe [V]	36	36
Maksymalny moment [Nm]	25	35
Maksymalna moc [W]	420	620
Sprawność [%]	83	85
Szczelność IP	55	55

Napędy te mają podobne zalety jak silniki z przekładnią w piaście oraz dodatkowo:

- obecnie takie silniki są produkowane masowo, szczególnie w Chinach są tanie,
- nie mają wielu części mechanicznych (tylko łożyska), co zwiększa ich bezawaryjność,
- są ciche w pracy i mają korzystny wygląd i budowę,
- możliwy jest odzysk energii w czasie hamowania.

Wady napędów z silnikami bezpośrednimi:

- silniki bezpośrednie piasty mają duże opory obracania się, gdy nie są zasilane, co sprawia, że pojazd hamuje,
- silniki bezpośrednie mają mniejszą sprawność niż napędy tradycyjne,
- silniki bezpośrednie mają mniejsze przeciążalności (np. w czasie podjazdu na wzniesienie),
- mają większą masę niż napędy tradycyjne,

2. ŁÓŻKA SZPITALNE I REHABILITACYJNE

2.1. Rozwiązania konstrukcyjne

Na rysunku 2.1 przedstawiono przykładowe rozwiązania łóżek szpitalnych i rehabilitacyjnych.

a)



b)



c)



d)



e)



f)



Rys. 2.1. Przykłady łóżek szpitalnych i rehabilitacyjnych

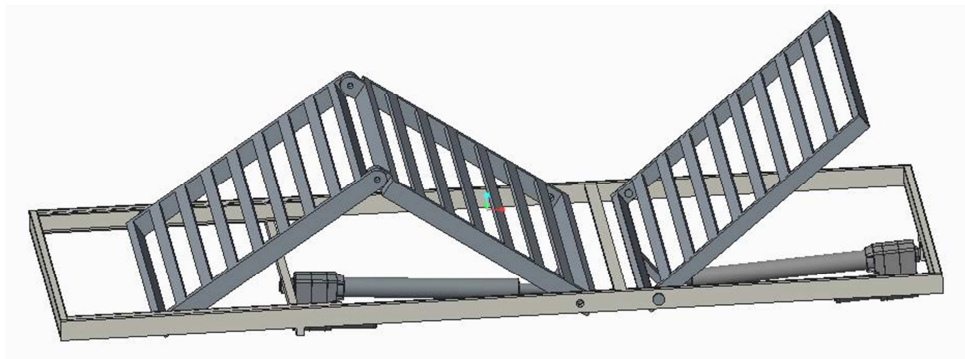
Łóżka rehabilitacyjne i szpitalne muszą zapewniać komfort pacjenta ale również osoby opiekującej się pacjentem. Dlatego też możemy wyróżnić kilka cech, którymi powinno się charakteryzować łóżko:

- szerokość leża: $850 \div 1200 \text{ mm}$,
- długość leża: $2000 \div 2200 \text{ mm}$,
- zakres regulacji wysokości leża: $320 \div 830 \text{ mm}$,
- liczba sekcji regulowanych leża: $2 \div 4$,
- zakres regulacji sekcji pleców: $0 \div 70^\circ$,
- zakres regulacji sekcji uda: $0 \div 45^\circ$,
- obciążenie robocze łóżka: $200 \div 300 \text{ kg}$,
- kąt pozycji Trendlenburga: $0 \div 20^\circ$,
- kąt pozycji anty-Trendelenburga: $0 \div 20^\circ$,
- pochylane boczne
- napędy elektryczne regulacji łóżka.

2.2. Obliczania kinematyczne napędów regulacji leża

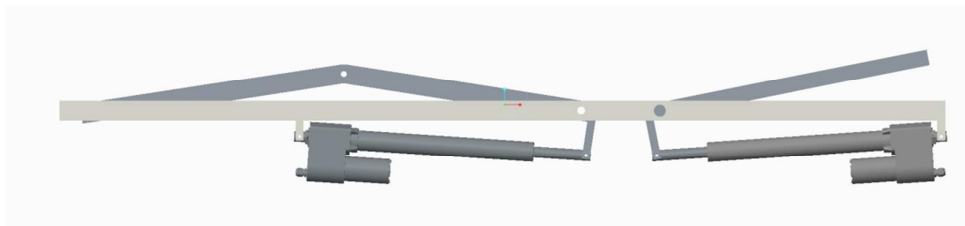
Przykład rozwiązania 4-segmentowego leża łóżka szpitalnego pokazano Rys. 2.2. Podnoszenie i opuszczanie oparcia oraz podudzia realizowane jest mechanizmem dźwigniowym przy pomocy siłownika elektrycznego (aktuatora).

Na rysunku 2.3 przedstawiono zasadę działania tych mechanizmów.

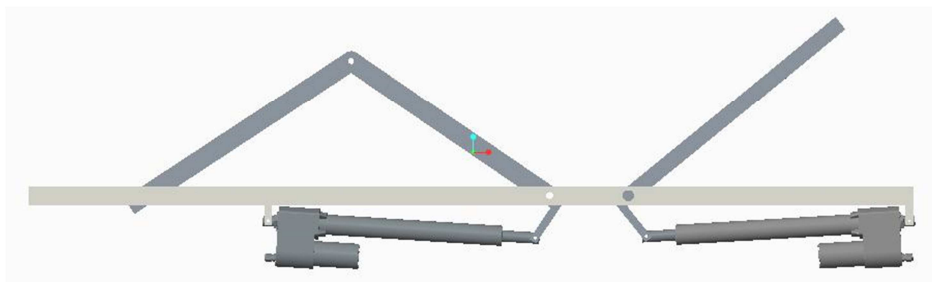


Rys. 2.2. Model przestrzenny łóżka

a)



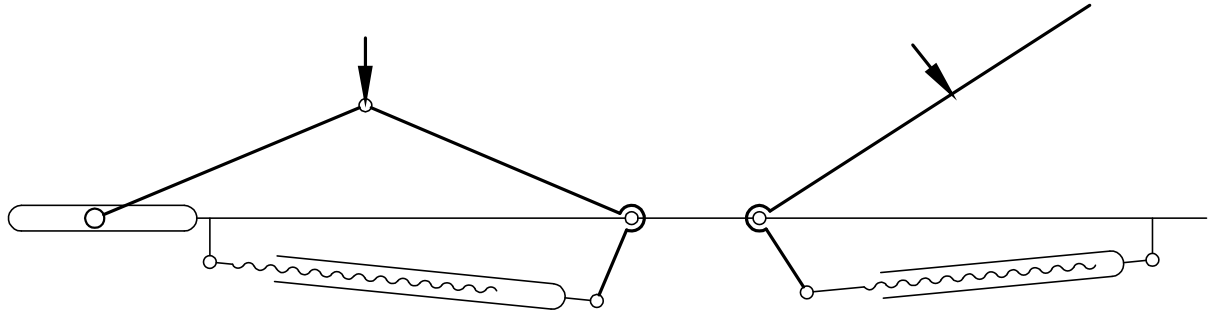
b)



Rys. 2.3. Zasada działania regulacji leża

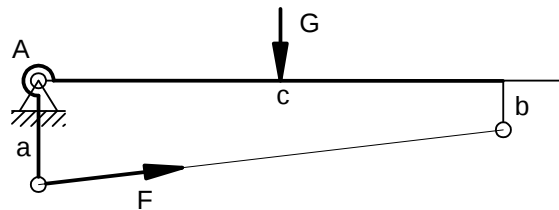
Najczęściej do napędu regulacji leża łóżka stosowane są aktuatory (siłowniki elektryczne).

Na rysunku 2.4 przedstawiono schemat kinematyczny łóżka z zaznaczonymi siłami obciążania.



Rys. 2.4. Schemat kinematyczny łóża

Na podstawie rysunku 2.4 można wyznaczyć schemat obliczeniowy wymaganych sił siłowników oraz reakcji w podporach. W przypadku oparcia założono, że największe obciążenie będzie w chwili gdy oparcie będzie poziome a siła skupiona będzie umieszczona w środkowej części oparcia.



Rys. 2.5. Schemat obliczeniowy siły siłownika oparcia

Wymiary a , b i c są wymiarami konstrukcyjnymi, G to ciężar ciała przypadający na oparcie, F – wymagania siły siłownika.

Wyznaczenie siły siłownika

Aby wyznaczyć wymaganą siłę siłownika należy skorzystać z warunku sumy momentów sił względem punktu **A**, który wynosi:

$$\sum M_A = G \cdot \frac{c}{2} - F_x \cdot a = 0$$

Gdzie F_x to składowa pozioma siły F i można ją wyznaczyć z równania:

$$F_x = F \cdot \cos \alpha$$

a więc siła F można wyliczyć z równania:

$$F = \frac{c}{2 \cdot a \cdot \cos \alpha} \cdot G$$

a kąt α można wyliczyć z równania:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a - b}{c}$$

Ciężar ciała przypadający na oparcie można przyjąć jako 50% maksymalnego ciężaru ciała. Przyjmując maksymalną udźwig łóżka jako 150 kg siła G będzie wynosiła:

$$G = 0.5 \cdot m \cdot g = 0.5 \cdot 150 \cdot 9.81 = 735 \text{ N}$$

Przyjęto następujące wymiary konstrukcyjne łóżka:

$a = 110 \text{ mm}$,

$b = 65 \text{ mm}$,

$c = 755 \text{ mm}$.

Korzystając z wzorów przedstawionych wyżej można obliczyć:

$$\alpha = \operatorname{atg} \left(\frac{a - b}{c} \right) = \operatorname{atg} \left(\frac{110 - 65}{755} \right) = 3.41^\circ$$

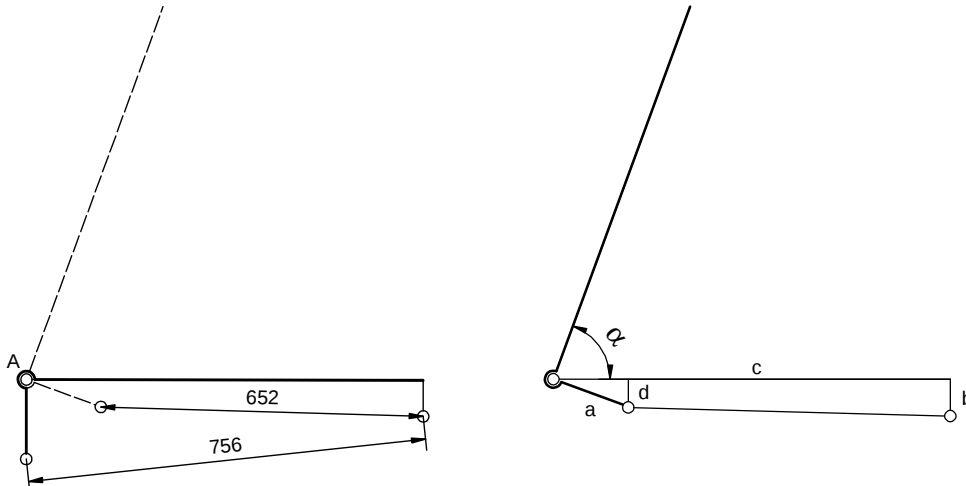
$$F = \frac{c}{2 \cdot a \cdot \cos \alpha} \cdot G = \frac{755}{2 \cdot 110 \cdot \cos(3.41)} \cdot 735 = 2530 \text{ N}$$

Wymagana siła działania siłownika wynosi zatem 2530 N. Siła ta umożliwia podniesienie oparcia gdy pacjent właściwie spoczywa na łóżku. Może zdarzyć się sytuacja występowania większej siły niż ta obliczona np. w sytuacji skrajnej gdy pacjent całym ciałem spocznie na oparciu. W związku z tym musimy się przed takimi sytuacjami zabezpieczyć. Większość aktuatorów może być obciążona większymi siłami statycznymi ale bez możliwości działania (przesuwania) bez uszkodzenia co można wykorzystać w tej sytuacji.

Wyznaczenie długości roboczej siłownika

Długość robocza siłownika musi umożliwiać, przy założonych wymiarach konstrukcyjnych, uzyskanie zakładanych kątów położenia oparcia. W przykładowym obliczeniu przyjęto maksymalne położenie oparcia $\alpha = 70^\circ$.

Długość roboczą siłownika można wyznaczyć geometrycznie, rysując w skali dwa położenia skrajne oparcia i mierząc długości całkowite siłownika. Różnica długości siłownika da nam długość roboczą siłownika.



Rys. 2.6. Schemat wyznaczenia długości roboczej siłownika: a) graficzne, b) analitycznie

Wyznaczenie długości roboczej siłownika graficznie:

$$L = 756 - 652 = 104 \text{ mm}$$

Wyznaczanie długości roboczej siłownika analitycznie:

- dla położenia poziomego otrzymamy:

$$L_1 = \sqrt{(a - b)^2 + c^2} = \sqrt{(110 - 65)^2 + 755^2} = 756 \text{ mm}$$

- dla położenia $\alpha = 70^\circ$:

$$\begin{aligned} L_2 &= \sqrt{(b - a \cdot \cos(\alpha))^2 + (c - a \cdot \sin \alpha)^2} \\ &= \sqrt{(65 - 110 \cdot \cos(70)) ^2 + (755 - 110 \cdot \sin(70))^2} = 652 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Długość robocza:

$$L = L_1 - L_2 = 756 - 652 = 104 \text{ mm}$$

Wyznaczenie wymaganej prędkości pracy siłownika

Przyjęto czas podnoszenia oparcia $t = 30 \text{ s}$. Stąd prędkość robocza siłownika wynosi:

$$v = \frac{L}{t} = \frac{104}{30} = 3.47 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 208 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Oraz całkowity czas podnoszenia:

$$t = \frac{L}{v} = \frac{104}{3.47} = 30 \text{ [s]}$$

Na podstawie katalogu firmy Transmotec dobrano siłownik o oznaczeniu (tabela 3.1):

DMA-12-40-A-153-LT-IP65

Podstawowe dane tego siłownika to:

- napięcie zasilania: 12 V (DC)
- nominalna siła działania: 3500 N
- maksymalna siła działania: 4500 N
- prędkość przy obciążeniu: 8 mm/s
- robocza długość wysuwu: 153 mm
- wymiar A: 313 mm
- masa siłownika: 4.6 kg

Oraz inne opcjonalne dane:

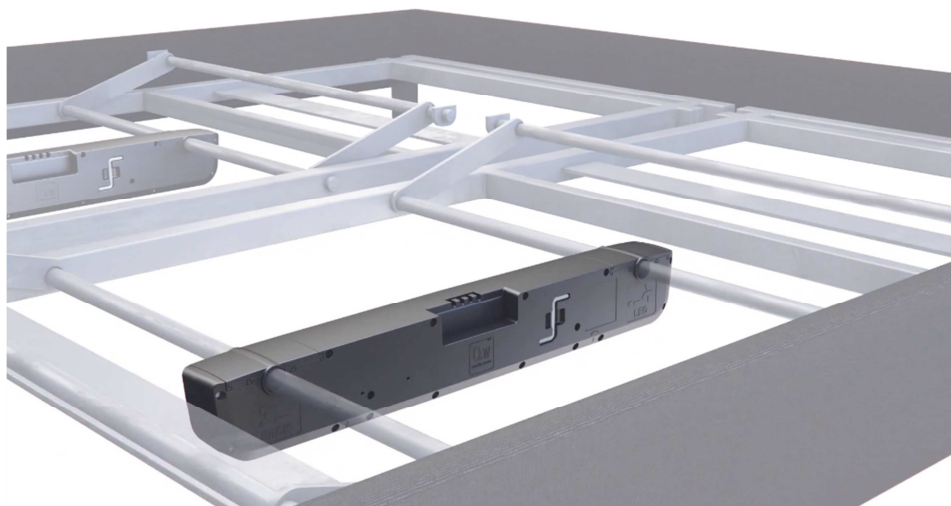
- rodzaj silnika: klasyczny (szczotkowy) silnik PM DC
- rodzaj śruby: ślizgowa
- żywotność: 4 miliony mm ruchu
- krańcówki: tak
- zabezpieczenie przeciążenia: sprzęgło
- zmiana kierunku ruchu: przez zmianę polaryzacji zasilania
- tolerancja dokładności wysuwu: ± 2.5 mm
- cykl obciążenia: 25% (na 75% przerwy)
- maksymalny czas pracy: 1 min
- szczelność obudowy: IP65
- przekładnia mechaniczna: metalowa przekładnia ślimakowa

2.3. Specjalistyczne rozwiązania

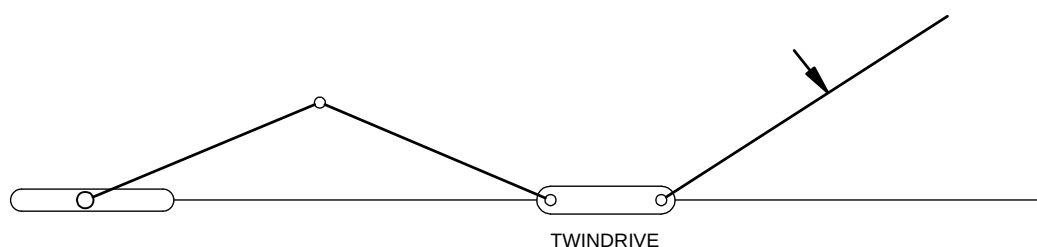
Oprócz standardowych rozwiązań regulacji łoża, przy pomocy siłowników, można na rynku spotkać inne, specjalistyczne rozwiązania. Jednym z nich jest TWINDRIVE firmy LINAK.



Rys. 2.7. Widok napędu TWINDRIVE firmy LINAK



Rys. 2.8. Widok napędu TWINDRIVE w konstrukcji łóżka



Rys. 2.9. Schemat regulacji oparcia oraz części podudzia z zastosowaniem napędu TWINDRIVE

TWINDRIVE jest podwójnym siłownikiem do regulacji zarówno oparcia jak i podudzia możliwym do zastosowania we wszystkich rodzajach łóżek. Podstawowe parametry tego napędu to:

- zasilanie: 230V
- maksymalne obciążenie oparcia: 6000N
- maksymalne obciążenie podudzia: 4500N
- zakres ruchu części podudzia: $45^{\circ} \pm 3^{\circ}$,
- zakres ruchu części oparcia: $68^{\circ} \pm 3^{\circ}$, $62^{\circ} \pm 3^{\circ}$, $55^{\circ} \pm 3^{\circ}$
- odległość pomiędzy osiami: 581 ± 1 mm

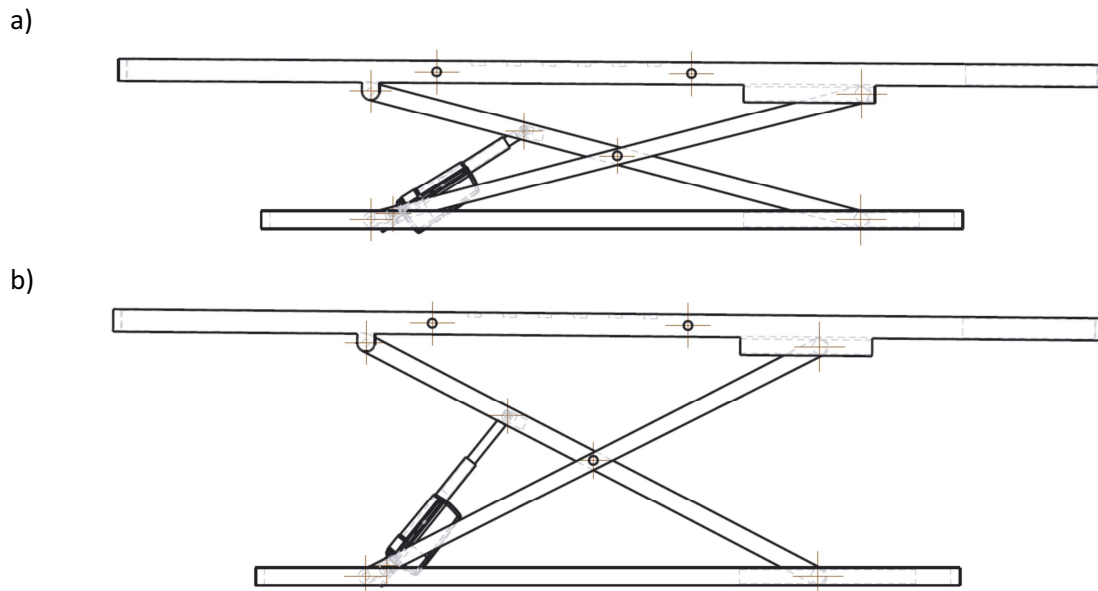
2.4. Obliczania kinematyczne napędów podnoszenia łoża

Spotyka się kilka rodzajów układów kinematycznych podnoszenia łoża, bazujące głównie na układach:

- nożycowym,
- dźwigniowych,
- słupowych.

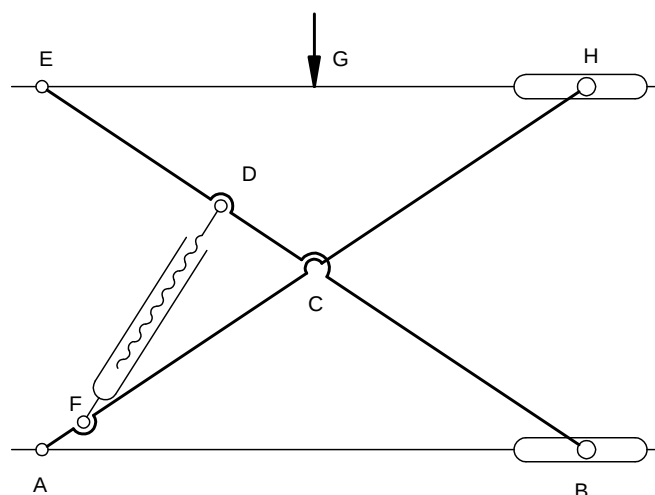
2.4.1. Nożycowy mechanizm podnoszenia łoża

Na rysunku 2.7 przedstawiono schemat mechanizmu nożowego podnoszenia łoża.



Rys. 2.10. Schemat mechanizmu nożowego podnoszenia łoża: a) położenie dolne, b) położenie górne

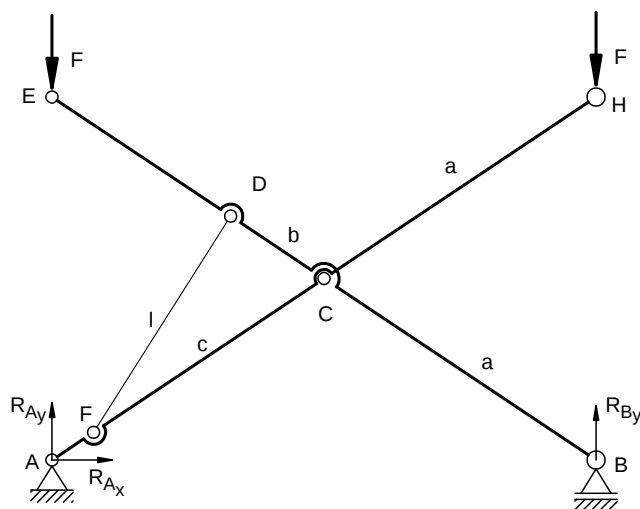
Do podnoszenia łoża stosowane są siłowniki elektryczne (aktuatory). Na rysunku 2.8 przedstawiono schemat kinematyczny układu nożycowego podnoszenia łoża z zaznaczonym obciążeniem skupionym G . W łożku występują dwa takie układy symetryczne względem dłuższej osi łożka w obliczeniach natomiast możemy analizować jedną stronę mechanizmu (rys. 2.8).



Rys. 2.11. Schemat kinematyczny układu nożycowego podnoszenia łoża

W punktach A, C, D, E, F są węzły obrotowe, natomiast w punktach H i B węzły przesuwne.

W chwili zatrzymania ruchu siłownika możemy siłownik potraktować jako pręt a cały układ potraktować jako układ sztywny i wyznaczyć reakcje w podporach. Na rysunku 2.9 przedstawiono schemat obliczeniowy reakcji.



Rys. 2.12. Schemat obliczeniowy reakcji w podporach

Jeśli założymy, że wszystkie ramiona mechanizmu AC, BC, CH, i CE są równe i wynoszą a oraz siła $F = G/4$ otrzymamy:

$$R_{Ay} = R_{By} = F$$

Do obliczenia wymaganej siły siłownika będziemy rozpatrywać jedno ramię mechanizmu. Schemat obliczeniowy przedstawiono na rys. 2.10.

$$P = \frac{2 \cdot a \cdot \cos(\alpha) \cdot F}{b \cdot (\cos(\beta - 90 + \alpha) \cdot \cos(\alpha) + \sin(\beta - 90 + \alpha) \cdot \sin(\alpha))}$$

Należy pamiętać, że analizowano jedną stronę mechanizmu dlatego też siła całkowita siłownika będzie równa:

$$P_c = 2 \cdot P$$

Na podstawie powyższych równań wyznaczono orientacyjne wartości wymaganej siły P w zależności od wysokości unoszenia L i wymiaru konstrukcyjnego b . Przyjęto również następujące wymiary konstrukcyjne i obciążenia:

$a = 600$ mm,

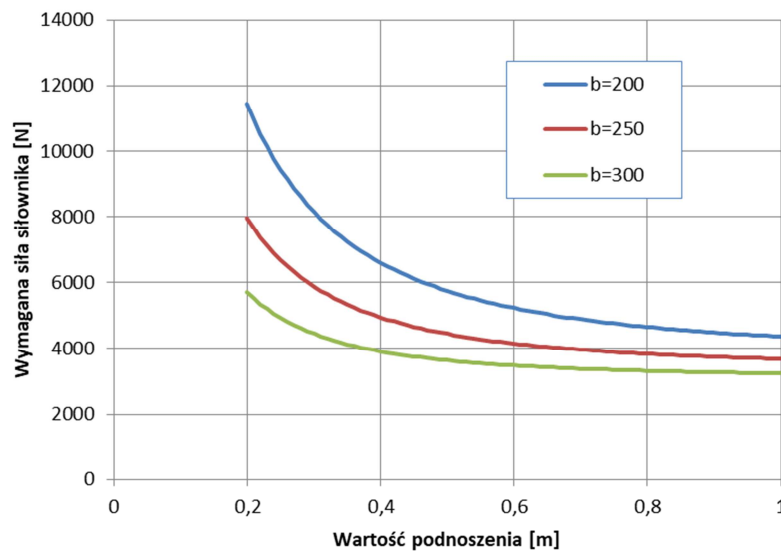
$b = 200; 250; 300$ mm,

$c = 500$ mm,

$F = 1000$ N,

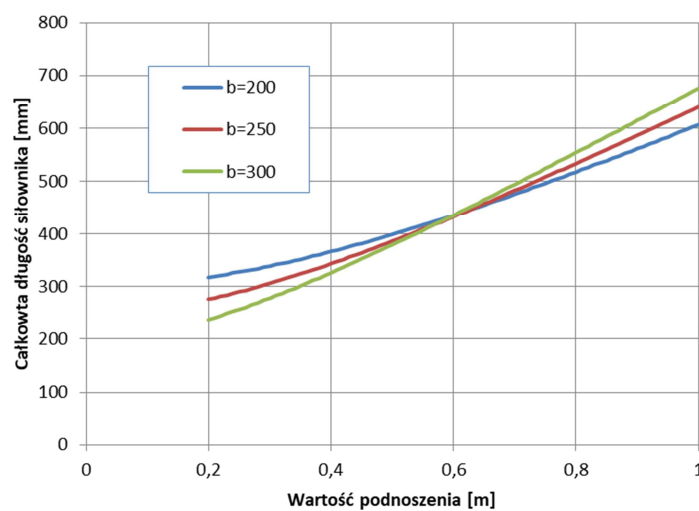
$L = 200 \div 1000$ mm.

Obliczone wartości sił przedstawiono na wykresie (Rys. 2.14).



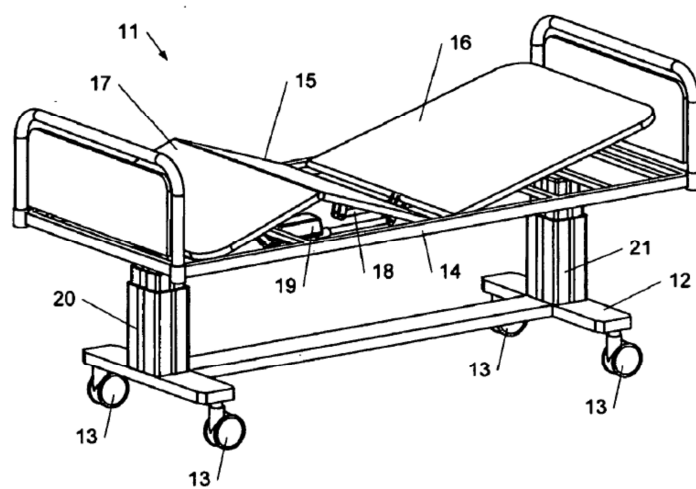
Rys. 2.14. Orientacyjne wymagane siły siłownika w zależności od wysokości podnoszenia, dla wymiaru konstrukcyjnego $a = 600$ mm, siły $F = 1000$ N i różnych wymiarów b

Jak można zauważyć maksymalna wymagana siła siłownika zależy od wysokości uniesienia i jest największa przy małych wartościach podniesienia oraz od wymiaru konstrukcyjnego b , im mniejsza wartość wymiaru b tym większa wymagana siła siłownika. Jednak wymiar b ma wpływ na wymaganą wartość roboczą wysuwu siłownika co pokazuje Rys. 2.15.



Rys. 2.15. Orientacyjne wymagane wysuw siłownika w zależności od wartości podnoszenia i wymiaru konstrukcyjnego b

2.4.2. Słupowy mechanizm podnoszenie leża



Rys. 2.16. Łóżko szpitalne ze słupowym mechanizmem podnoszenia leża



Rys. 2.17. Kolumna podnosząca BL1 firmy LINAK

Kolumna podnosząca BL1 firmy LINAK jest 3-częściową kolumną podnoszącą przeznaczoną do zastosowania na przykład w łóżkach szpitalnych, łóżkach dla pielęgniarek, krzesłach leczniczych, fotelach dentystycznych. Podnośnik kolumnowy jest zwarty i ma długą długość wysuwu. 3-częściowe prowadnice umożliwiają nakładanie się poszczególnych profili, które zapewniają wysoki stopień stabilności. Kolumna podnosząca ma otwarty siłownik z napędem łańcuchowym wewnątrz, która jest praktycznie bezgłośna.

Parametry kolumny BL1:

- maksymalne obciążenie w ruchu: 2000 N
- szczelność: IPX6
- zasilanie: 24 V DC, 12 V DC
- wymiary:
 - minimalna wysokość wersji Standard: 350 mm (+/-4)
 - wysokość podnoszenia: 200 mm, 300 mm, 400 mm (+/-3)
 - minimalna wysokość wersji Medium: 312 mm (+/-4)
 - wysokość podnoszenia: 324 mm (+/-3)
 - minimalna wysokość Small: 274 mm (+/-4)
 - wysokość podnoszenia: 248 mm (+/-3)
- opcja pomiaru pozycjonowania,
- wbudowane styczniki krańcowe,
- masa Standard: 9.8 kg, Medium: 8.7 kg, Small: 8.0 kg
- statyczny moment zginający: 500 Nm
- dynamiczny moment zginający: 250 Nm
- cykl pracy: 10%, np. 2 minuty ciągłej pracy a następnie 18 minut przerwy,

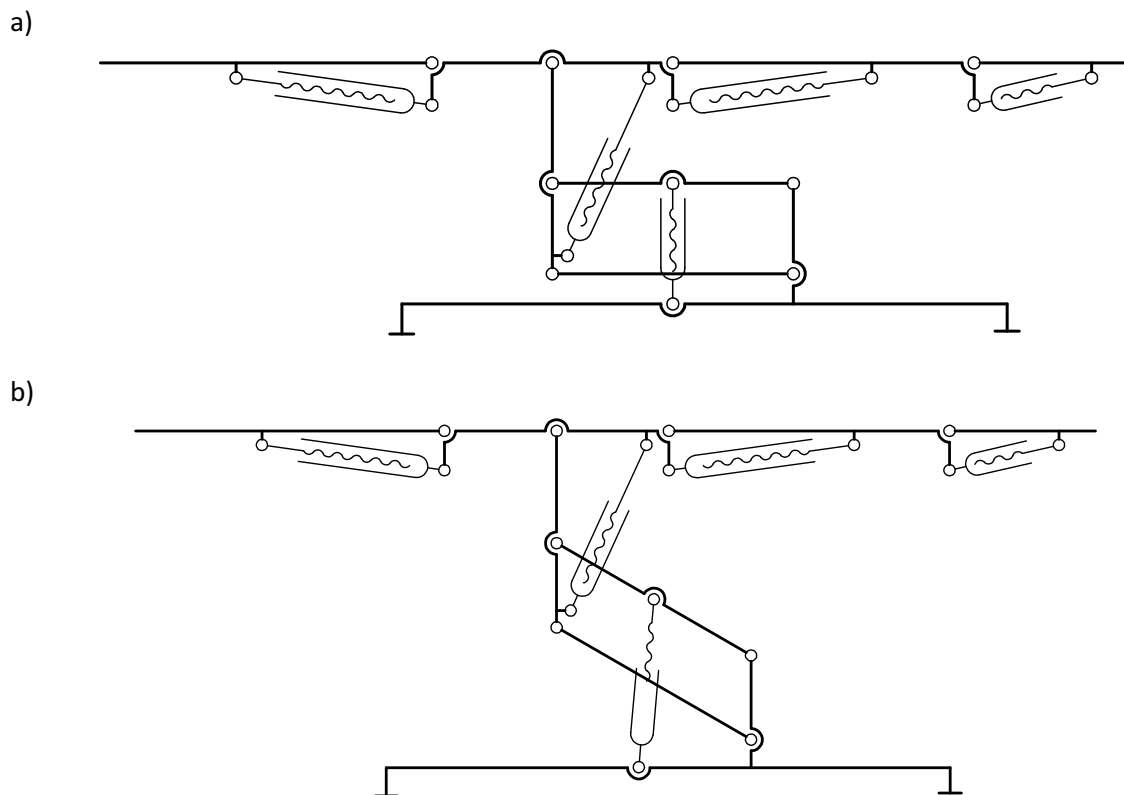
3. STOŁY OPERACYJNE

3.1.1. Pantografowy mechanizm podnoszenia stołu



Rys. 3.1. Stół operacyjny FAMED

Na rysunku 2.7 przedstawiono schemat kinematyczny stołu operacyjnego z pantografowym mechanizmem stołu.



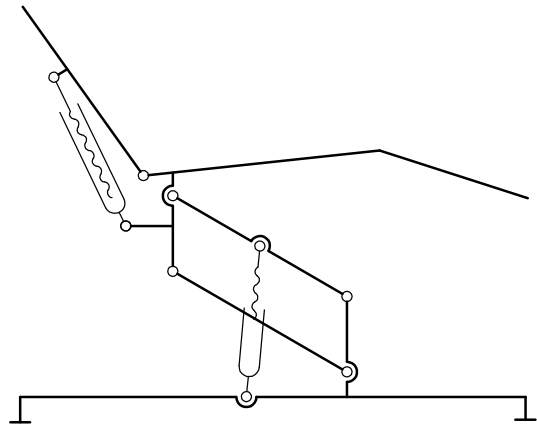
Rys. 3.2. Schemat mechanizmu pantografowego podnoszenia łoża:
a) położenie niskie, b) położenie wysokie

4. FOTELE STOMATOLOGICZYNE

a)



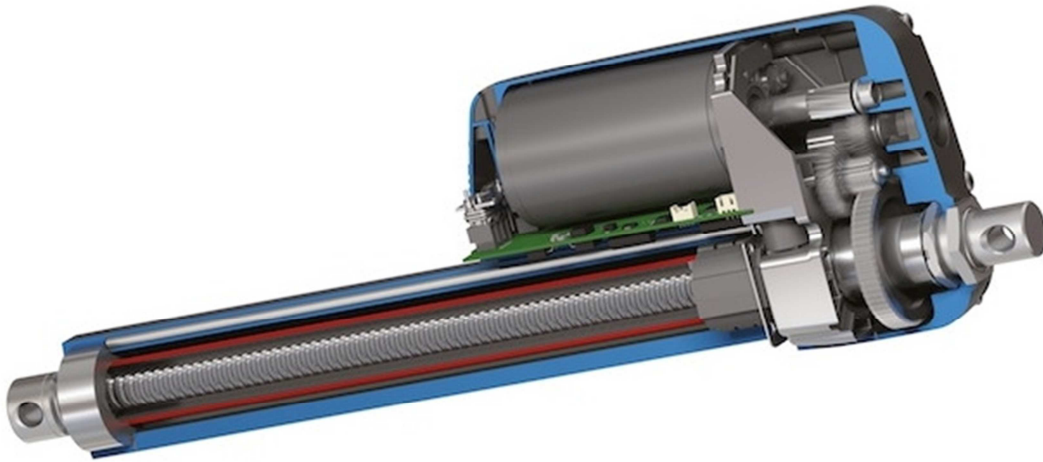
b)



Rys. 3.3. Fotel stomatologiczny firmy EXIMA: a) widok fotela, b) schemat kinematyczny

5. AKTUATORY LINIOWE

Siłowniki elektryczne (aktuatory) mogą być stosowane wszędzie tam gdzie wymagane jest przemieszczenie liniowe a przy tym są prostsze w stosowaniu niż siłowniki pneumatyczne czy hydrauliczne, nie wymagają kosztownych zasilaczy. Na rysunku 3.1 przedstawiono przykładowy widok budowy aktuatora liniowego.



Rys. 5.1. Budowa aktuatora elektrycznego

Podstawowymi elementami aktuatora są:

- śruba (ślizgowa lub toczna),
- przekładnia mechaniczna (zębata, ślimakowa, pasowa),
- silnik (prądu stałego klasyczny, bezszczotkowy, asynchroniczny),

Dodatkowo aktuator liniowy może być wyposażony w:

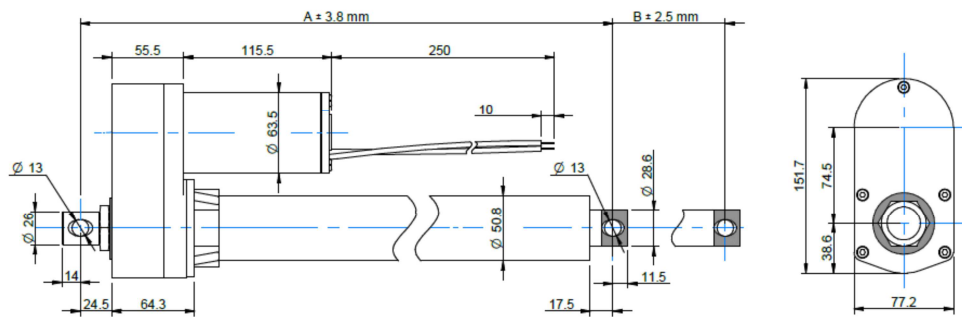
- sprzęgło przeciążeniowe,
- hamulec,
- krańcówki,
- czujniki pomiaru położenia,

Aktuator zależnie od parametrów może być samohamowny i niesamohamowny (ze śrubą toczną). Aktuator samohamowny nawet wtedy, gdy zostanie odłączone napięcie zasilania, jest w stanie przenieść zadane obciążenie. Aktuatory mogą być również wykorzystywane w układach gdzie wymagane jest pozycjonowanie. Mogą być zastosowane wyłącznik krańcowe lub czujniki położenia oporowe lub indukcyjne. Aktuatory znajdują zastosowanie wszędzie tam, gdzie należy coś otworzyć, zamknąć, przymknąć, dosunąć. Często stosuje się je jako napędy do bram czy klap. Są elementami uniwersalnymi, więc można je stosować w dowolnego typu maszynach i urządzeniach, między innymi powszechnie stosowane są w maszynach rolniczych oraz urządzeniach specjalistycznych, biurach, domach mieszkalnych, jako dodatki do mebli lub w automatyce inteligentnego budynku, jak również w branży źródeł odnawialnych.

Aktuatory zwykle są przeznaczone do pracy dorywczej, po krótkim okresie pracy, ok 1 min, muszą być wyłączone do ostygnięcia. Na przykład mogą być obciążone dynamicznie przez 25% czasu, to jest 1 minuta pracy po czym musi nastąpić minimum 3 minuty przerwy.

Przykładowy rysunek siłownika przedstawiono na Rys. 5.2 a w tabelach 3.1 i 3.2 dane siłowników serii DMB. Najistotniejszymi wymarami siłownika są:

- robocza długość wysuwu B,
- długość siłownika w stanie zamkniętym A.



Rys. 5.2. Przykładowe wymiary aktuatora liniowego

Tabela 5.1. Parametry aktuatora liniowego typu DMA firmy Transmotec [2]

Wersja	A			B				
Przełożenie przekładni mechanicznej	1:10	1:20	1:40	1:5	1:10	1:20	1:30	1:40
Napięcie zasilania (VDC)	12/24	12/24	12/24	12/24	12/24	12/24	12/24	12/24
Prąd nominalny (A) (12/24V)	9	6.5	5.5	28/14	18/9	13/7	13/7	11/5.5
Nominalna siła działania (N)	1500	2500	3500	2600	3500	4500	6000	7000
Maksymalna siła obciążenia (N)	4500	4500	4500	13600	13600	13600	13600	13600
Prędkość przy obciążeniu nominalnym (mm/s)	34	17	8	67	34	17	11	8

Tabela 5.2. Przykładowe wymiary aktuatora DMA w wersji A

Parametr	Wersja	Wariant					
Robocza długość wysuwu B (mm)	A i B	102	153	203	305	457	610
Długość w stanie zamkniętym A (mm)	A	262	313	364	465	668	821
	B	302	353	404	506	735	888
Masa (kg)	A i B	4.3	4.6	4.9	5.4	6.2	7.8

Literatura

- [1] Magnetic Innovation <https://www.magneticinnovations.com/products/direct-drive-hub-motor/>
- [2] Transmotec <https://transmotec.com/>
- [3] Aktuatory, łóżka itp. <http://www.linak.pl/>
- [4] <http://www.formed-pro.pl/oferta.html>
- [5] <http://www.meble-medyczne.pl/lozko-szpitalne-wersa,pl,0.html>
- [6] <https://www.linak.com/>
- [7] http://bearings.webpassion.pl/help_14.html - tarcie w łożyskach
- [8] <http://www.magmapolska.pl/silnik-piasta-z-kolem/>