

Klasyfikacja stawów o zmiennej podatności mechanicznej – część 2

Bartłomiej Kozakiewicz, Tomasz Winiarski

Politechnika Warszawska, Instytut Automatyki i Informatyki Stosowanej, Nowowiejska 15/19, 00-665 Warszawa

Streszczenie: Coraz częściej konstruktorzy robotów – w szczególności społecznych i mobilnych – wykorzystują w swoich projektach stawy podatne mechanicznie – w tym stawy o zmiennej podatności mechanicznej. Wobec rosnącego znaczenia tego typu konstrukcji oraz mnogości istniejących rozwiązań zachodzi potrzeba uporządkowania dotychczasowych osiągnięć w omawianej dziedzinie. Zadania tego podjęto się w pierwszej części artykułu. W części drugiej przypomniano klasyfikację stawów o zmiennej podatności mechanicznej zaproponowaną w części pierwszej oraz omówiono typy mechanizmów nieopisane w poprzedniej części: mechanizmy wykorzystujące zmianę parametrów układu transmisyjnego oraz mechanizmy bazujące na możliwości modyfikowania właściwości sprężyn różnego typu. W podsumowaniu zestawiono i porównano cechy konstrukcji z obu kategorii i odpowiadających im podkategorii.

Słowa kluczowe: podatność napędów, manipulatory podatne, bezpieczeństwo w robotyce

1. Wprowadzenie

Rozwój w dziedzinie robotów usługowych, społecznych oraz robotów przemysłowych współpracujących z człowiekiem stanowi impuls do opracowania wydajnych i niezawodnych metod wprowadzania podatności do łańcuchów kinematycznych manipulatorów, jako zwiększających szanse spełnienia warunków bezpiecznej interakcji robotów z ludźmi. Istnieje szereg zastosowań, w których tego typu konstrukcje wzbogacone o możliwość płynnej regulacji podatności mogą przynieść także inne, wymierne korzyści. Za przykład może posłużyć obszar robotyki mobilnej, a w szczególności robotów kroczących, gdzie istotną cechą układu jest związana z występowaniem elementów podatnych zdolność do magazynowania i odzyskiwania energii mechanicznej [1].

Niniejszy artykuł, w połączeniu z częścią pierwszą, stanowi przegląd dotychczasowych konstrukcji stawów z regulacją podatności oraz próbę ich klasyfikacji. Motywacją do jego powstania był brak tego typu opracowań w języku polskim, a jego główną podstawę merytoryczną stanowiły wybrane prace anglojęzyczne [2, 3].

1.1. Struktura artykułu

W części pierwszej niniejszego opracowania objaśniono pojęcia związane z impedancją mechaniczną, przedstawiono propozycję klasyfikacji stawów o regulowanej podatności mechanicznej (rys. 1) wraz z metodologią jej opracowania oraz wymieniono cechy idealnego mechanizmu regulacji podatności (treści te zamieszczono w skróconej formie również w części drugiej (sekcje 2, 3)). Następnie omówiono kategorie stawów oznaczone na rys. 1 kolorem białym.

Część druga poświęcona jest grupom mechanizmów zaakcentowanych na rys. 1 kolorem ciemnoszarym (sekcje 4, 5). W przypadku każdej z kategorii przedstawiono wady i zalety oraz przykłady istniejących konstrukcji. Na końcu zamieszczono podsumowanie i porównanie cech poszczególnych typów stawów podatnych (sek. 6).

2. Terminy wprowadzone w części pierwszej artykułu

Poniżej przedstawiono przypomnienie treści wprowadzonych w części pierwszej artykułu.

2.1. Cechy idealnej metody regulacji podatności

Rozważania dotyczące zalet i wad poszczególnych grup stawów z regulacją podatności wymagają wcześniejszego zdefiniowania cech pożądanых. Oto lista cech idealnej metody regulacji podatności [4]:

1. proces zmiany sztywności nie wymaga dostarczania energii,
2. jeżeli podpunkt 1) nie jest spełniony: sprawność procesu zmiany sztywności wynosi 100%,
3. utrzymanie sztywności na zadanym poziomie nie wymaga dostarczania energii,

Autor korespondujący:

Bartłomiej Kozakiewicz, bartlomiej.kozakiewicz@gmail.com

Artykuł recenzowany

nadesłany 13.02.2017 r., przyjęty do druku 09.06.2017 r.



Zezwala się na korzystanie z artykułu na warunkach licencji Creative Commons Uznanie autorstwa 3.0

4. sztywność nie zależy od zewnętrznego obciążenia,
5. osiągalny jest nieograniczony zakres sztywności (0–∞),
6. mechanizm regulacji nie zwiększa bezwładności wyjścia,
7. możliwość przechowania całej energii odkształcenia.

2.2. Impedancja mechaniczna

Niejednokrotnie w treści artykułu występować będą odwołania do wielkości związanych z impedancją mechaniczną. Poniżej zamieszczono krótkie objaśnienie związanej z nią terminologii [5].

Impedancja mechaniczna Z_M to wielkość, która w dziedzinie zmiennej zespolonej s określa, w jaki sposób w obiekcie mechanicznym transformowana jest siła F – przyłożona do niego w danym punkcie – w prędkość V w tym punkcie.

$$F(s) = Z_M(s)V(s) \quad (1)$$

gdzie

$$Z_M(s) = \frac{K}{s} + B + Ms \quad (2)$$

Równaniom (1) i (2) w dziedzinie zmiennej rzeczywistej odpowiada zapis:

$$F(t) = K \int_0^t V(\tau) d\tau + BV(t) + M\dot{V}(t) \quad (3)$$

który może być równoważnie przedstawiony w zależności od położenia X :

$$F(t) = KX(t) + B\dot{X}(t) + M\ddot{X}(t) \quad (4)$$

Z równania (4) wynika interpretacja poszczególnych współczynników występujących w definicji impedancji mechanicznej Z_M .

K oznacza **sztywność mechaniczną**, której odwrotność nazywana jest **podatnością**, B odpowiada **tłumieniu**, a M – **bezwładności**.

3. Klasyfikacja stawów

Na rysunku 1 przedstawiono klasyfikację stawów o zmiennej podatności mechanicznej zaproponowaną w pierwszej części artykułu. Kolorem ciemnoszarym oznaczono kategorie omówione w części drugiej, natomiast kolor biały odpowiada pozycjom objaśnionym w części pierwszej. Liczby w nawiasach określają numery sekcji, w których opisano poszczególne grupy stawów.

4. Stawy z regulacją podatności przez zmianę parametrów układu transmisyjnego

W tej kategorii stawów sztywność dostosowywana jest przez zmianę przełożenia między ramieniem wyjściowym stawu a elementem podatnym. W teorii regulacja podatności nie wiąże się w tym przypadku ze zmianą napięcia elementów podatnych (w odróżnieniu od układów antagonistycznych omówionych w części pierwszej), a co za tym idzie – dostarczaniem energii do układu. W praktyce zdanie to nie jest do końca prawdziwe ze względu na występowanie tarcia oraz potrzebę regulacji podatności również poza położeniem równowagi. Niemniej, zużycie energii związane z regulacją sztywności w przypadku mechanizmów z dostosowywanymi parametrami układu transmisyjnego może być mniejsze niż w przypadku stawów wykorzystujących napięcie wstępne sprężyn.



Rys. 1. Klasyfikacja stawów o zmiennej sztywności
Fig. 1. Classification of variable stiffness actuators

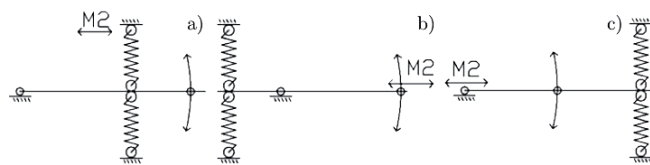
Omawianą kategorię stawów można podzielić na trzy grupy, w których zmiana sztywności odbywa się przez wykorzystanie [2]:

- 1) **zmiany konfiguracji dźwigni** – efektywna sztywność zależy od konfiguracji dźwigni łączącej ramię wyjściowe z elementem podatnym,
- 2) **nieliniowego łącznika mechanicznego** – efektywna sztywność zależy od regulowanych parametrów nieliniowego łącznika mechanicznego,
- 3) **przekładni z ciągłą zmianą przełożenia** – efektywna sztywność zależy od nastawy przekładni o ciągłej regulacji przełożenia.

4.1. Zmiana konfiguracji dźwigni

Aby osiągnąć możliwość kontrolowanej zmiany sztywności, stawy wyposażane są w dźwignię łączącą ramię wyjściowe i element podatny. Modyfikując długości jej ramion można wpływać na efektywną sztywność układu z punktu widzenia obciążenia. Zmiana przełożenia może odbywać się przez modyfikację położenia dowolnego z trzech charakterystycznych

punktów dźwigni – punktu połączenia z elementem podatnym (rys. 2a), punktu, w którym przykładane jest obciążenie (rys. 2b) oraz punktu podparcia (rys. 2c) [2, 4].



Rys. 2. Sposoby zmiany przełożenia dźwigni [2]
Fig. 2. Methods of adjusting lever transmission ratio [2]

Poniżej przedstawiono zalety i wady takiego rozwiązania.

Do zalet metody należą:

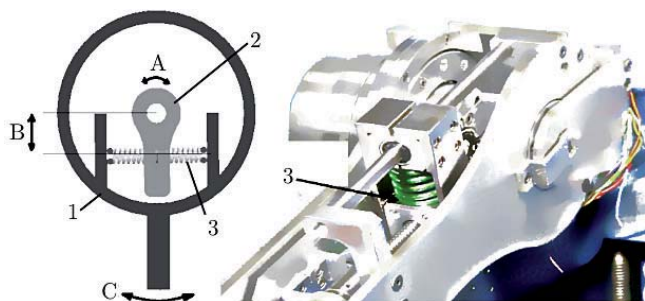
- duża wydajność energetyczna,
- osiągalny szeroki zakres podatności,
- brak nieliniowych elementów podatnych.

Do wad metody należą:

- często: ograniczony zakres wychyleń,
- mechanizm na ogół wpływa na bezwładność wyjścia,
- konieczność zastosowania łożyska liniowego,
- uzyskanie odpowiednio szerokiego zakresu sztywności może wymagać użycia długiej dźwigni.

Przykłady urządzeń

Jafari i inni przedstawili koncepcję urządzenia, w którym przemieszczany jest punkt połączenia ze sprężynami (rys. 3). Punkt podparcia dźwigni 1 znajduje się w centrum ilustracji (oś obrotu elementu). Sprężyny 3 umieszczone po bokach elementu napędzającego 2 mogą zostać przemieszczone wzdłuż promienia. Do wystającej części dźwigni dołączane jest obciążenie. Praktyczną realizację łożyska liniowego dla sprężyn ilustruje fotografia [6].

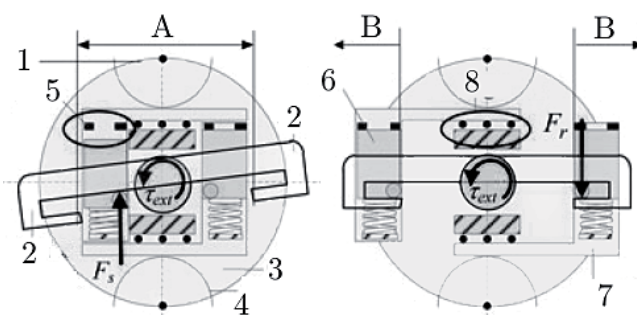


Rys. 3. Przykład 1: AwAS (1) dźwignia z ramieniem wyjściowym, (2) element napędzający, (3) sprężyny, (A) ruch obrotowy napędu, (B) ruch postępowy mechanizmu zmiany sztywności, (C) ruch obrotowy elementu wyjściowego [6]

Fig. 3. Example 1: AwAS (1) lever with output link, (2) driving part, (3) springs, (A) input rotation, (B) stiffness adjustment, (C) output rotation [6]

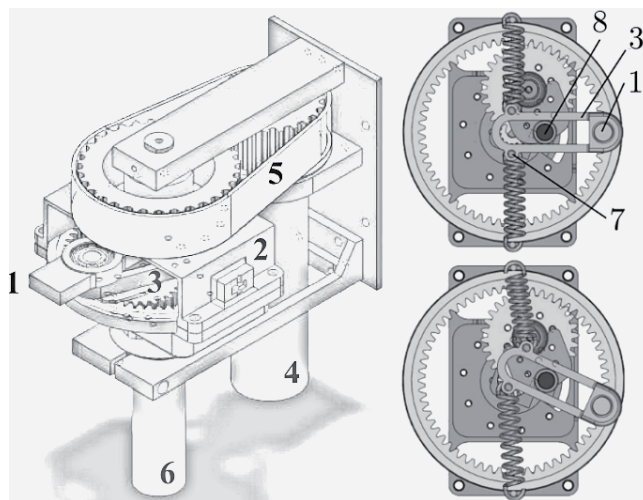
Bardzo podobny układ w nieco innej konfiguracji przestrzennej przedstawili Kim i Song (rys. 4) [7].

Groothuis i inni przedstawili koncepcję urządzenia z ruchomym punktem podparcia (rys. 5). Silnik 4 przez pas transmisyjny 5 zmienia pozycję elementu 2. Wewnątrz ukryty jest mechanizm regulacji sztywności. Element wyjściowy 1 jest sztywno połączony z ramieniem dźwigni 3, do której zamocowane są sprężyny liniowe 7. Punkt podparcia 8 dźwigni przemieszczany jest za pomocą silnika 6 i układu kół zębatych wzdłuż dźwigni 3. Przekładnia przedstawiona na rys. 6 zamienia



Rys. 4. Przykład 2: HVSA (1) przekładnia planetarna, (2) element prowadzący, (3) baza, (4) przekładnia planetarna, (5) ogranicznik, (6) blok sprężyny, (7) przekładnia zębata [7]

Fig. 4. Example 2: HVSA (1) planet gear, (2) guide, (3) carrier, (4) planet gear, (5) stopper, (6) spring block, (7) rack gear [7]

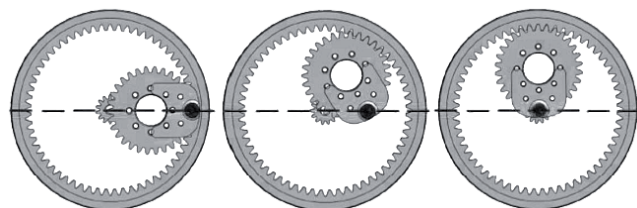


Rys. 5. Przykład 3: vsaUT-II (1) element wyjściowy, (2) element ustalający położenie równowagi, (3) ramię dźwigni, (4) silnik ustalający pozycję, (5) pas transmisyjny, (6) silnik regulujący sztywność, (7) sprężyny, (8) punkt podparcia [8]

Fig. 5. Example 3: vsaUT-II (1) output, (2) equilibrium adjustment, (3) lever arm, (4) position motor, (5) transmission belt, (6) stiffness adjustment motor, (7) springs, (8) pivot [8]

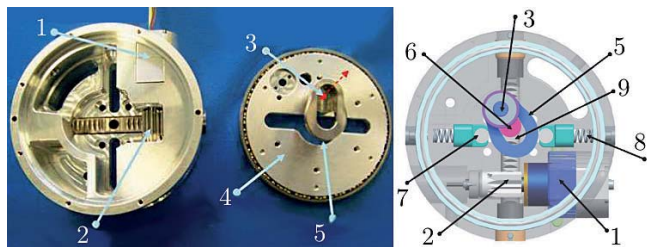
ruch obrotowy wewnętrznego koła napędzanego przez silnik 6 na ruch postępowy punktu podparcia (średnica zewnętrznego koła jest dwa razy większa niż koła obiegającego środek). Zastosowanie takiego mechanizmu likwiduje konieczność użycia łożyska liniowego i redukuje tarcie [8].

Tsagarakis i inni przedstawili mechanizm (rys. 7) koncepcyjnie bardzo podobny do vsaUT-II, różniący się konstrukcją dźwigni – zamiast prostego elementu zastosowano krzywkę 5. Pozwoliło to zwiększyć zakres osiągalnych sztywności przy zachowaniu niewielkich wymiarów urządzenia. Przesunięcie punktu podparcia 6 realizowane jest przez liniową przekładnię zębatą 2–9 [9].



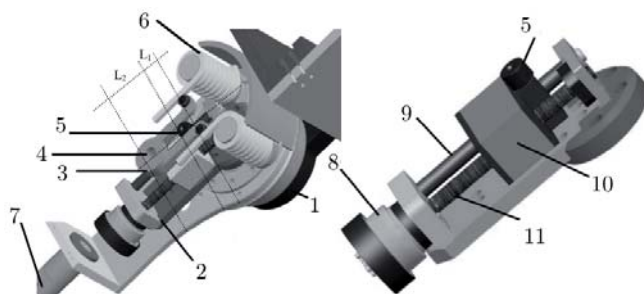
Rys. 6. Mechanizm hipocykloidalny do zmiany położenia punktu równowagi [8]

Fig. 6. Hypocycloid mechanism to adjust pivot position [8]



Rys. 7. Przykład 4: CompAct-VSA (1) silnik regulujący sztywność, (2) koło zębate, (3) łożysko, (4) element wyjściowy, (5) ramię krzywkowe, (6) punkt podparcia, (7) wodzik, (8) sprężyna, (9) liniowa przekładnia zębata [9]

Fig. 7. Example 4: CompAct-VSA (1) stiffness adjustment motor, (2) rack gear, (3) bearing, (4) output, (5) cam lever, (6) pivot, (7) slide, (8) spring, (9) linear rack gear [9]

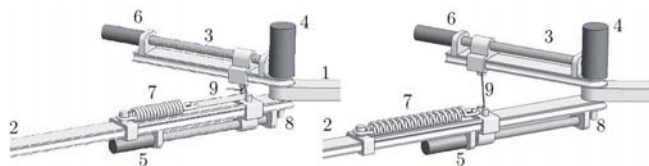


Rys. 8. Przykład 5: AwAS-II (1) silnik, (2) ramię pośredniczące, (3) dźwignia, (4) łożysko toczne, (5) krzywka, (6) sprężyna skrętna, (7) ramię wyjściowe, (8) silnik regulujący sztywność, (9) element prowadzący (10) element prowadzony (11) śruba toczna [10]

Fig. 8. Example 5: AWAS-II (1) motor, (2) link, (3) lever, (4) rolling bearing, (5) cam, (6) torsion spring, (7) output, (8) stiffness adjustment motor, (9) guide (10) slider (11) leading screw [10]

Jeszcze inną wersję mechanizmu z ruchomym punktem podparcia przedstawili Jafari i inni (rys. 8). Do wału silnika 1 przymocowane jest ramię pośredniczące 2. Na jego powierzchni zamontowany jest silnik 8, który przez śrubę toczną 11 przesuwają błądzek 12 z krzywką 5 stanowiącą punkt podparcia dla dźwigni 3. Dźwignia połączona jest z ramieniem wyjściowym 7 przez łożysko toczne 4. Między członami 2 i 7 umieszczone są sprężyny 6 [10].

Zupełnie odmienne podejście zaprezentowali naukowcy z Uniwersytetu Vrije w Brukseli. Przedstawiony przez nich mechanizm (rys. 9) składa się z nieruchomego ramienia 1, ruchomego ramienia 2 oraz pośredniczącego ramienia 3. Położenie ramienia 3 regulowane jest za pomocą silnika 4. Sprężyna 7 przez linkę 9 wymusza zrównanie się położenia ramion 2 i 3. Dążenie to jest tym silniejsze im dalej od środka obrotu znajdują się punkty przyłączenia linki 9. Ich położenie regulowane jest przez silniki 5 i 6. Problemem występującym w tej konstrukcji jest – oprócz sporych wymiarów mechanizmu – nieliniowa charakte-

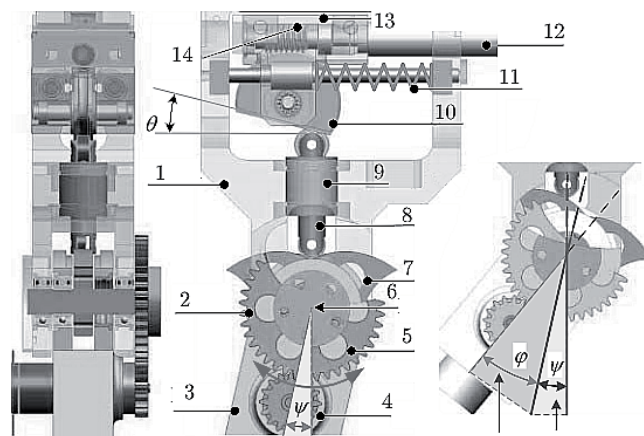


Rys. 9. Przykład 6: (1) ramię nieruchome, (2) ramię ruchome, (3) ramię pośredniczące, (4) silnik ustalający pozycje (5, 6) silniki regulujące sztywność, (7) sprężyna, (8) śruba toczna, (9) linka [3]

Fig. 9. Example 6: (1) stationary arm, (2) movable arm, (3) linking arm, (4) position motor (5, 6) stiffness adjustment motors, (7) spring, (8) ball screw, (9) link [3]

rystyka momentu w funkcji wychylenia ramienia 2 z położenia równowagi. Dla małych kątów przyczyną są nierówne położenia punktów zaczepu linki (niemożliwe do osiągnięcia z przyczyn technicznych) skutkujące jej skośnym ułożeniem, dla dużych kątów – fakt, że linka układa się wzdłuż prostej, a nie łuku łączącego ramiona [3].

Na rysunku 10 zaprezentowano mechanizm wykorzystujący krzywkę modyfikującą kąt przełożenia 10. Pozycja członu ruchomego 3 ustalana jest za pomocą silnika 4 względem krzywki 7. Wodzik 8 na rysunku przedstawiony w położeniu równowagi łączy ją z krzywką modyfikującą kąt 10, która może przesuwania się w poziomie. Ruch wodzika do góry skutkuje przemieszczeniem krzywki w prawo i ściśnięciem sprężyny 11. Efektywna



Rys. 10. Przykład 7: Zmienny kąt przełożenia (1) baza, (2) mechanizm ustalania pozycji, (3) ramię wyjściowe, (4) wyjście silnika ustalającego pozycję, (5) koło połączone z ramieniem wyjściowym, (6) oś obrotu, (7) krzywka połączona z osią, (8) wodzik, (9) element pośredniczący między krzywkami, (10) krzywka modyfikująca kąt, (11) sprężyna, (12) silnik regulujący sztywność, (13) element przemieszczający krzywkę, (14) śruba prowadząca [11]

Fig. 10. Example 7: Variable angle of transmission (1) base, (2) position adjustment mechanism, (3) output arm, (4) position motor output, (5) wheel connected with output arm, (6) axis, (7) cam attached to axis, (8) slider, (9) link between cams, (10) angle adjustment cam, (11) spring, (12) stiffness adjustment motor, (13) cam moving slider, (14) leading screw [11]

sztywność układu zależy od aktualnego kąta przełożenia kontrolowanego przez dodatkowy silnik 12 znajdujący się w górnej części rysunku. Osiągalne wartości sztywności mieszczą się w zakresie od zera (pionowe ustawienie krzywki) do nieskończoności (krzywka poziomo) [11].

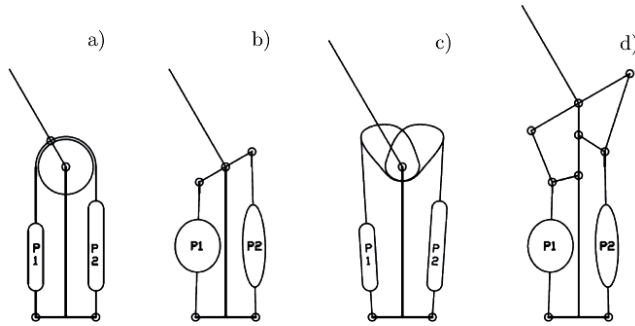
4.2. Nieliniowy łącznik mechaniczny

Przełożenie układu można modyfikować w inny sposób – zmieniając właściwości nieliniowego łącznika mechanicznego (np. modyfikując kształt krzywki lub długość jednego z boków czworoboku przegubowego). Nie udokumentowano urządzeń wykorzystujących tego typu rozwiązanie jako podstawy regulacji sztywności [2]. Często jednak wykorzystuje się nieliniowe łączniki o stałych parametrach dla poprawy charakterystyki elementu podatnego. Przykładem może być element serca omówiony w pierwszej części artykułu i zaprezentowany na rys. 11. Inne możliwości zaprezentowano na rys. 12 [2].



Rys. 11. Przykład nieliniowego łącznika mechanicznego [2]

Fig. 11. Example of nonlinear mechanical link [2]



Rys. 12. Łączniki: a) krążek, b) mechanizm z cięgłami, c) krzywki, d) czworobok przegubowy [2]
Fig. 12. Connectors: a) pulley b) mechanism with couplers c) cams d) four-bar linkage [2]

4.3. Przekładnia z cięgłą i nieograniczoną zmianą przełożenia

Kluczowym elementem konstrukcji jest przekładnia, w której przełożenie można kontrolować w sposób ciągły, a nie przez zmianę biegów. Umieszczenie takiej części między elementem podatnym a obciążeniem pozwoliłoby na wydajną energetycznie kontrolę sztywności w szerokim zakresie. Rozwinięciem tej idei jest wykorzystanie przekładni o nieograniczonym zakresie przełożeń (obejmującym zero i wartości ujemne). Mechanizmy tego typu wciąż są w fazie prototypowej [2].

5. Stawy z regulacją podatności przez zmianę właściwości sprężyny

Najczęściej stosowane elementy podatne w stawach z regulacją sztywności to sprężyny śrubowe i płytkowe. Na sztywność sprężyn śrubowych wpływ mają: moduł Kirchhoffa materiału, średnica drutu, promień nawinięcia, skok i liczba zwojów. W przypadku sprężyn płytkowych są to: moduł Younga, moment bezwładności przekroju, długość i sposób podparcia. Zapewniając możliwość modyfikacji dowolnego z wymienionych parametrów można uzyskać skuteczną metodę regulacji podatności całego stawu.

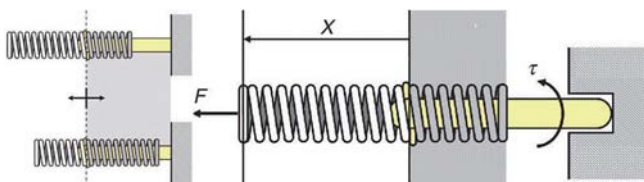
Do regulacji sztywności napędów podatnych najczęściej wykorzystuje się zmianę [2]:

- 1) liczby czynnych zwojów sprężyny śrubowej (omówione w sekcji 5.1),
- 2) długości czynnej sprężyny płytkowej (sekcja 5.2),
- 3) momentu bezwładności przekroju sprężyny płytkowej (sek. 5.3),
- 4) innych parametrów – w przypadku nietypowych elementów podatnych (sek. 5.4).

W następujących podsekcjach artykułu – zgodnie z oznaczeniami umieszczonymi w nawiasach – omówiono wymienione sposoby modyfikacji podatności.

5.1. Liczba czynnych zwojów sprężyny śrubowej

W przypadku tej grupy rozwiązań sprężyna osadzona jest na wałku zakończonym płytką wsuniętą między zwoje (rys. 13).



Rys. 13. Zmiana liczby czynnych zwojów sprężyny śrubowej [3]
Fig. 13. Changing number of active turns of helix spring [3]

Obrót jednego z elementów skutkuje przemieszczeniem płytki między zwojami sprężyny. Od położenia płytki zależy liczba aktywnych zwojów, więc na przykład wkręcanie wałka w sprężynę skutkuje wzrostem efektywnej sztywności [3, 12].

Poniżej przedstawiono zalety i wady mechanizmów ze zmienną liczbą czynnych zwojów.

Do zalet metody należą:

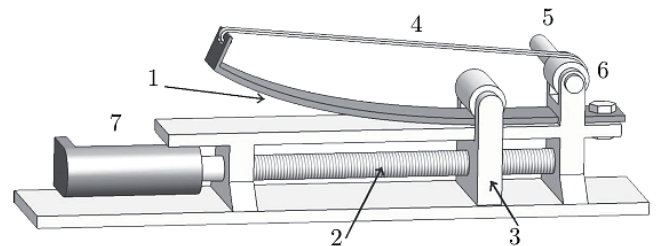
- bardzo prosta konstrukcja,
- niewielkie wymiary,
- możliwość zastosowania w przegubie obrotowym i przyrządnym.

Do wad metody należą:

- ograniczony zakres sztywności,
- sprzężenie między kontrolą położenia i sztywności (nakręcanie sprężyny skutkuje jej przesunięciem),
- modyfikacja sztywności pod obciążeniem związana jest z dużym tarcieniem i może spowodować deformację elementów.

5.2. Długość czynna sprężyny płytkowej

Przykładową konstrukcją układu dostosowującego długość czynną sprężyny płytkowej przedstawiono na rys. 14. Wał wyjściowy 5 połączony jest cięgłem 4 z końcem sprężyny 1. Jej długość czynna ograniczona jest przez bloczek 3, którego położenie reguluje silnik 7 za pośrednictwem śruby prowadzącej 2 [3].



Rys. 14. Regulacja długości czynnej sprężyny płytkowej (1) sprężyna, (2) śruba prowadząca, (3) element ograniczający długość, (4) linka, (5) wał wyjściowy, (6) krążek, (7) silnik [3]
Fig. 14. Adjustment of leaf spring active length (1) spring, (2) leading screw, (3) length adjusting block, (4) link, (5) output shaft, (6) pulley, (7) motor [3]

Poniżej zestawiono cechy tego typu mechanizmów.

Do zalet metody należą:

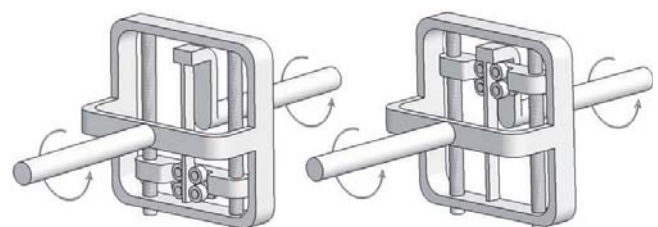
- względnie prosta konstrukcja,
- całkowite rozprężenie sterowania położeniem i sztywnością,
- możliwa konfiguracja całkowicie sztywna.

Do wad metody należą:

- maksymalna podatność jest ograniczona,
- potrzeba zastosowania przekładni liniowej.

Przykłady urządzeń

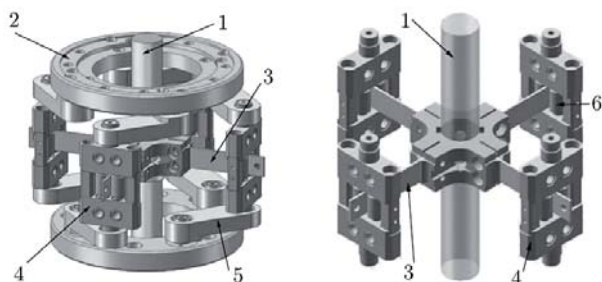
Do zastosowania w przegubie robota opracowana została bardziej kompaktowa, obrotowa wersja mechanizmu. Na rysunku 15 przedstawiono proponowane rozwiązanie. Na pierwszej ilustracji widoczna jest konfiguracja o maksymalnej podatności, na drugiej



Rys. 15. Przykład 1: Obrotowa wersja mechanizmu [3]
Fig. 15. Example 1: Rotational version of the mechanism [3]

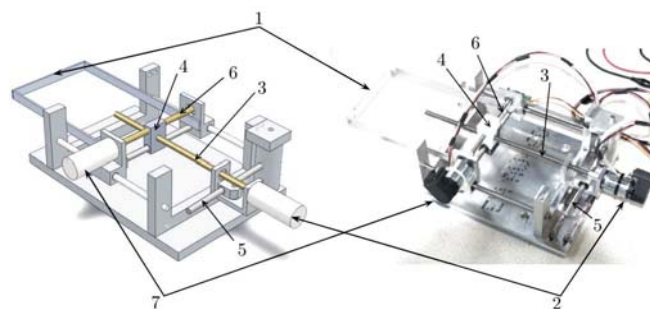
– maksymalnie sztywnej. Dwa elementy napędzane przez silnik mogą przesuwać się wzdłuż pionowych wałków w górę i w dół. Doczepione do nich koła toczą się wzdłuż sprężyny płytkowej zamocowanej do tylnej osi, regulując tym samym jej długość czynną [3, 13].

Ciekawą konstrukcję zaproponowali Choi i inni (rys. 16). Obciążenie przykładane jest do wałka w centrum 1, do którego dołączone są cztery sprężyny płytkowe 3. Długość czynna sprężyn określana jest przez położenie elementów 4. Ich odległość od osi zależy od wzajemnej konfiguracji dysków 2 obracanych za pomocą dwóch silników. Gdy silniki obracają się w tę samą stronę, wywołują one obrót wałka 1. Obrót w przeciwnych kierunkach przesuwa element 4, co skutkuje zmianą efektywnej sztywności układu. Pod względem sterowania rozwiązanie to podobne jest do układu antagonicznego dwukierunkowego opisanego w części pierwszej z tą różnicą, że sztywność regulowana jest nie przez zmianę napięcia sprężyn, lecz przez modyfikację ich długości czynnej [14].



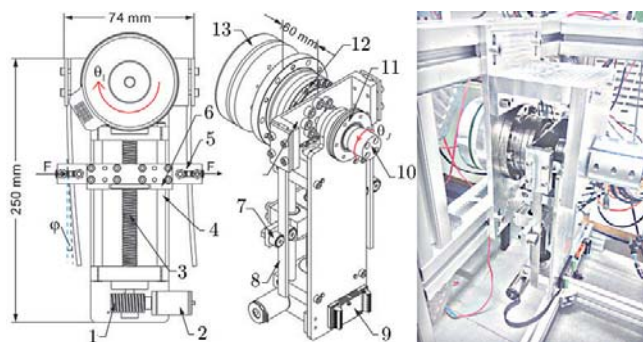
Rys. 16. Przykład 2: VSJ (1) wał wyjściowy, (2) dysk obracany przez silnik, (3) sprężyna płytkowa, (4) element ograniczający długość, (5) łącznik, (6) wałek [14]
Fig. 16. Example 2: VSJ (1) output shaft, (2) disc rotated by motor, (3) leaf spring, (4) length adjusting block, (5) link, (6) roller [14]

Na rysunku 17 przedstawiono jedyną w tym opracowaniu realizację przegubu pryzmatycznego. Obciążenie przykładane jest do elementu 1 przemieszczanego za pomocą silnika 2 z wykorzystaniem śruby 3 i elementu 4. Silnik 2 zamontowany jest na sprężystym pręcie 5. Jego położenie, od którego zależy długość czynna pręta, regulowane jest za pomocą śruby 6 przez silnik 7 [15].



Rys. 17. Przykład 3: (1) wyjście układu, (2) silnik ustalający pozycję, (3) śruba prowadząca, (4) łącznik, (5) sprężyna, (6) śruba prowadząca, (7) silnik regulujący sztywność [15]
Fig. 17. Example 3: (1) output, (2) position motor, (3) leading screw, (4) link, (5) spring, (6) leading screw, (7) stiffness adjustment motor [15]

Na rys. 18 pokazano układ, w którym podstawa silnika ustalającego pozycję połączona jest ze śrubą liniową 3, po której porusza się element 5 ustalający sztywność przez ograniczenie długości czynnej sprężyn płytkowych 8 przytwierdzonych do podstawy całego układu. Układ zapewnia możliwość regulacji podatności w szerokim zakresie. Wadą są duże gabaryty urządzenia [16].



Rys. 18. Przykład 4: (1) przekładnia, (2) silnik regulujący sztywność, (3) śruba prowadząca, (4) prowadnica, (5) element ograniczający długość, (6) tulejka ślizgowa, (7) wałki, (8) sprężyna płytkowa, (9) kontroler silnika, (10) wał wyjściowy, (11) łożysko waleczkowe krzyżowe, (12) przekładnia falowa, (13) silnik ustalający pozycję [16]
Fig. 18. Example 4: (1) transmission, (2) stiffness adjustment motor, (3) leading screw, (4) guide, (5) length adjusting block, (6) linear bushing, (7) rollers, (8) leaf spring, (9) motor controller, (10) output shaft, (11) cross roller bearing, (12) harmonic drive (13) position motor [16]

5.3. Moment bezwładności przekroju sprężyny płytkowej

Innym sposobem modyfikacji podatności sprężyny płytkowej jest zmiana momentu bezwładności jej przekroju. W kolejnych dwóch podpunktach przedstawiono sposoby wpływania na tę wielkość.

Obrót sprężyny

Sprężyna płytkowa ma przekrój wąskiego prostokąta. Przekrój ten charakteryzuje się dużą różnicą momentu bezwładności w kierunku wyznaczonym przez krótszy i dłuższy bok. Uwzględniając te różnice skonstruowano mechanizm o dwóch ustawieniach sztywności, przełączanych przez obrót sprężyny płytkowej o kąt 90° (rys. 19). Sprężyna ta umieszczona jest wewnątrz dodatkowej sprężyny śrubowej, aby zminimalizować ryzyko wyboczenia [3, 17].



Rys. 19. Obrót sprężyny płytkowej [3]
Fig. 19. Rotation of leaf spring [3]

Podział na blaszki

Innym sposobem regulacji momentu bezwładności przekroju sprężyny jest podzielenie jej na wiele równoległych do siebie cienkich blaszek (rys. 20). Gdy każda z nich ugina się osobno, układ charakteryzuje się niską sztywnością. Można na nią wpłynąć dociskając blaszki do siebie – wówczas tarcie



Rys. 20. Podział na blaszki [3]
Fig. 20. Division into sheets [3]

utrudni ich wzajemny poślizg. Po przekroczeniu pewnej wartości siły docisku układ będzie zachowywał się jak lita belka, osiągając tym samym maksymalny poziom sztywności. Opracowano różne metody wywoływania równomiernej siły nacisku – w szczególności oparte na oddziaływaniach elektrostatycznych lub podciśnieniu. To drugie rozwiązanie polega na umieszczeniu blaszek w szczelnej koszulce i odsysaniu z niej powietrza. Wówczas sztywnością można sterować przez regulację podciśnienia w koszulce [3, 18].

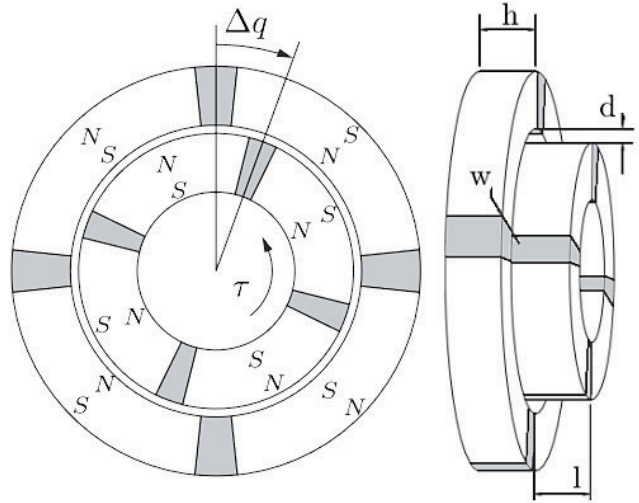
5.4. Inne parametry

Najbardziej typowe elementy podatne to sprężyny śrubowe i płytkowe. Niemniej, możliwe są również całkowicie odmienne konstrukcje. Każda z nich cechować się będzie charakterystycznymi parametrami, których modyfikacja pozwala na zmianę wartości podatności. Przykładem takiego nietypowego elementu podatnego może być sprężyna magnetyczna.

Sprężyna magnetyczna

W przypadku sprężyny magnetycznej (rys. 21), rolę elementu podatnego pełnią dwa współosiowe, obszarami namagnesowane dyski. Wychylenie wewnętrznego dysku i zwolnienie obciążenia skutkuje oscylacjami o częstotliwości tym większej, im silniejsze jest pole magnetyczne. Sztywnością takiego urzą-

dzenia można zatem sterować przez zmianę odległości między dyskami (rys. 21). Maksymalna sztywność ograniczona jest przez stopień namagnesowania dysków, minimalna może mieć wartość zerową [19].



Rys. 21. Wykorzystanie sprężyny magnetycznej [19]
Fig. 21. Magnetic spring [19]

Podsumowanie cech poszczególnych typów stawów z regulacją podatności

	Parametry układu transmisji			Właściwości sprężyny			
	Zmiana konfiguracji dźwigni	Nieliniowe łączniki mechaniczne	Ciągła zmiana przełożenia	Liczba zwojów	Długość czynna	Moment bezwładności przetroju	Sprężyna magnetyczna
Minimalna liczba sprężyn	1	1	1	1	1	1	1
Czy wystarczą liniowe elementy podatne	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Czy zawsze aktywna jest cała długość elementu podatnego	✓	✓	✓	✗	✗	✓	✓
Czy w położeniu równowagi bez obciążenia na staw nie działają siły	✓	✗/✓	✓	✓	✓	✓	✓
Czy możliwa jest konfiguracja całkowicie sztywna	✗/✓	✗/✓	✓	✓	✓	✗	✗
Czy możliwa jest konfiguracja całkowicie podatna	✗/✓	✗/✓	✓	✗	✗	✗	✓
Nieograniczone pasmo częstotliwości dla amortyzacji wstrząsów (zderzenia z dużą prędkością)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Nieograniczone pasmo częstotliwości dla zadanej sztywności (utrzymanie sztywności przy dużej prędkości)	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Niezależne sterowanie sztywnością i pozycją	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Możliwość zadania nieliniowej charakterystyki siła–odkształcenie	✓	✓	✓	✗	✗	✗	✓
Zmiana sztywności z minimalnym zużyciem energii	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✗
Podtrzymanie sztywności bez zużycia energii	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Brak wpływu mechanizmu na bezwładność wyjścia	✗/✓	✗/✓	✗	✓	✗/✓	✗/✓	✗/✓

6. Podsumowanie

Ze względu na mnogość rozwiązań i kryteriów oceny stawów o zmiennej podatności mechanicznej, podsumowanie ich zalet i wad przedstawiono w formie rozbudowanej tabeli [2–4].

Wszystkie omówione w części drugiej artykułu konstrukcje łączy zdolność do magazynowania i odzyskiwania energii mechanicznej. Stawy wykorzystujące zmianę parametrów układu transmisyjnego charakteryzuje na ogół większy stopień skomplikowania mechanizmu niż układy z modyfikacją parametrów elementu podatnego. Korzyścią wynikającą ze stosowania rozwiązań z pierwszej grupy jest zazwyczaj szerszy zakres regulacji podatności. Szczególnie obiecujące wydają się konstrukcje wykorzystujące przekładnie o ciągłej i nieograniczonej zmianie przełożenia. Sukces w projektowaniu tego typu elementów umożliwiłby spełnienie prawie wszystkich wymagań stawianych mechanizmom regulacji podatności. Interesujące wydaje się też wykorzystanie sprężyn magnetycznych, ponieważ w sytuacji przeciążenia umożliwiają one poddanie się układu bez jego uszkodzenia.

Wszystkie omówione rozwiązania niezależnie od szczegółów konstrukcyjnych mogą stanowić dobrą alternatywę dla sztywnych manipulatorów z podatnością czynną, ze względu na zdolność do magazynowania energii i rozprężnięte sterowanie sztywnością i pozycją.

Bibliografia

- Vanderborght B., Albu-Schaeffer A., Bicchi A., Burdet E., Caldwell D., Carloni R., Catalano M., Ganesh G., Garabini M., Grebenstein M., Grioli G., Haddadin S., Jafari A., Laffranchi M., Lefeber D., Petit F., Stramigioli S., Tsagarakis N., Van Damme M., Van Ham R., Visser L.C., Wolf S., *Variable impedance actuators: Moving the robots of tomorrow*. 2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 5454–5455, DOI: 10.1109/IROS.2012.6385433.
- Vanderborght B., Albu-Schaeffer A., Bicchi A., Burdet E., Caldwell D.G., Carloni R., Catalano M., Eiberger O., Friedl W., Ganesh G., Garabini M., Grebenstein M., Grioli G., Haddadin S., Hoppner H., Jafari A., Laffranchi M., Lefeber D., Petit F., Stramigioli S., Tsagarakis N., Van Damme M., Van Ham R., Visser L.C., Wolf S., *Variable impedance actuators: A review*. "Robotics and Autonomous Systems", Vol. 61, Iss. 12, 2013, 1601–1614.
- Ham R.V., Sugar T.G., Vanderborght B., Hollander K.W., Lefeber D., *Compliant actuator designs*. "IEEE Robotics Automation Magazine", Vol. 16, Iss. 3, 2009, 81–94.
- Variable impedance actuators*. <http://www.birl.ethz.ch/sssr2012/onlinematerial/AmirJafari.pdf> (11.09.2016).
- Winiarski T., Zieliński C., *Podstawy sterowania siłowego w robotach*. „Pomiary Automatyka Robotyka”, R. 12, Nr 6, 2008, 5–10. (*Basics of robot force control* (in Polish)).
- Jafari A., Tsagarakis N.G., Vanderborght B., Caldwell D.G., *A new actuator with adjustable stiffness (AwAS)*, [in:] 2010 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, DOI: 10.1109/IROS.2010.5648902.
- Kim B.S., Song J.B., *Design and control of a variable stiffness actuator based on adjustable moment arm*. "IEEE Transactions on Robotics", Vol. 28, Iss. 5, 2012, 1145–1151, DOI: 10.1109/TRO.2012.2199649.
- Groothuis S.S., Rusticelli G., Zucchelli A., Stramigioli S., Carloni R., *The vsaUT-II: A novel rotational variable stiffness actuator*. [in:] 2012 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), 3355–3360, DOI: 10.1109/ICRA.2012.6224868.
- Tsagarakis N.G., Sardellitti I., Caldwell D.G., *A new variable stiffness actuator (CompAct-VSA): Design and modelling*. [in:] 2011 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 378–383, DOI: 10.1109/IROS.2011.6095006.
- Jafari A., Tsagarakis N.G., Caldwell D.G., *AwAS-II: A new Actuator with Adjustable Stiffness based on the novel principle of adaptable pivot point and variable lever ratio*. [in:] 2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), 4638–4643, DOI: 10.1109/ICRA.2011.5979994.
- Vu Quy H., Aryananda L., Sheikh F.I., Casanova F., Pfeifer R., *A novel mechanism for varying stiffness via changing transmission angle*. [in:] 2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), 5076–5081, DOI: 10.1109/ICRA.2011.5980097.
- Hollander K.W., Sugar T.G., Herring D.E., *Adjustable robotic tendon using a 'Jack Spring'TM*, [in:] 9th International Conference on Rehabilitation Robotics, ICORR 2005, 113–118, DOI: 10.1109/ICORR.2005.1501064.
- Morita T., Sugano S., *Development of an anthropomorphic force-controlled manipulator WAM-10*. [in:] Proceedings of 8th International Conference on Advanced Robotics, ICAR '97, 701–706, DOI: 10.1109/ICAR.1997.620258.
- Tagliamonte N.L., Sergi F., Accoto D., Carpino G., Guglielmelli E., *Double actuation architectures for rendering variable impedance in compliant robots: A review*. "Mechatronics", Vol. 22, Iss. 8, 2012, 1187–1203, DOI: 10.1016/j.mechatronics.2012.09.011.
- Visser L.C., Carloni R., Klijnsma F., Stramigioli S., *A prototype of a novel energy efficient variable stiffness actuator*. [in:] 2010 Annual International Conference of the IEEE Engineering in Medicine and Biology, 3703–3706, DOI: 10.1109/IEMBS.2010.5627424.
- Liu L., Leonhardt S., Misgeld B.J.E., *Design and control of a mechanical rotary variable impedance actuator*. "Mechatronics", Vol. 39, 2016, 226–236, DOI: 10.1016/j.mechatronics.2016.06.002.
- Hollander K., Sugar T., *Concepts for compliant actuation in wearable robotic systems*. [in:] Proceedings of US-Korea Conference on Science, Technology and Entrepreneurship (UKC '04), Vol. 128, 2004, 644–650.
- Kawamura S., Yamamoto T., Ishida D., Ogata T., Nakayama Y., Tabata O., Sugiyama S., *Development of passive elements with variable mechanical impedance for wearable robots*. [in:] Proceedings of ICRA '02. IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol. 1, 2002, 248–253, DOI: 10.1109/ROBOT.2002.1013369.
- Choi J., Park S., Lee W., Sung-Chul Kang, *Design of a robot joint with variable stiffness*. [in:] ICRA 2008. IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2008, 1760–1765, DOI: 10.1109/ROBOT.2008.4543455.

Classification of Variable Stiffness Actuators – part 2

Abstract: It is becoming increasingly common for engineers of robots – especially social and mobile ones – to use compliant actuators, in particular variable stiffness actuators in their projects. Due to this fact and the huge variety of existing solutions, there is a need to organise current results in this field. This topic was covered in the first part of article. The second part of the article provides short reminder of classification proposed in the first part and describes mechanisms, which were not fully discussed in the previous part: mechanisms with variable parameters of transmission and mechanisms with variable parameters of different kinds of springs. In the summary, the features of both categories and their subcategories are presented and compared.

Keywords: variable stiffness actuators, safety in robotics

inż. Bartłomiej Kozakiewicz

bartlomiej.kozakiewicz@gmail.com

Student kierunku Automatyka i Robotyka na Wydziale Elektroniki i Technik Informatycznych. W 2016 r. uzyskał z wyróżnieniem tytuł inżyniera na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa. W ramach pracy inżynierskiej zajmował się projektowaniem i badaniem właściwości nowego typu czujnika do pomiaru sił poprzecznych w szynach i prowadnicach. Jego dotychczasowe zainteresowania naukowe obejmują projektowanie urządzeń mechanicznych i sterowanie nimi.



dr inż. Tomasz Winiarski

tmwiniarski@gmail.com

Adiunkt w Instytucie Automatyki i Informatyki Stosowanej Politechniki Warszawskiej oraz opiekun Koła Naukowego Robotyki „Bionik”, z którym kilkakrotnie organizował imprezy popularyzujące robotykę. Jego zainteresowania naukowe dotyczą z jednej strony konstrukcji i nawigacji robotów mobilnych dedykowanych do zadań usługowych, z drugiej strony specyfikacji i implementacji zadań manipulatorów i chwytaków ze szczególnym uwzględnieniem hybrydowego sterowania pozycyjno-siłowego oraz sterowania impedancyjnego. W swojej pracy kierował licznymi grantami badawczymi oraz projektami, realizowanymi wraz z przemysłem, poświęconymi powyższej tematyce.

