

Analiza usprężynowania wózków wagonów towarowych typu Y25

W artykule przedstawiono dalszą problematykę sprężyn śrubowych zawieszenia pierwszego stopnia wózków wagonów towarowych typu Y25 w świetle obliczeń wytrzymałościowych, technologii wykonania, właściwego doboru materiału na wykonanie sprężyn zawieszenia pierwszego stopnia oraz niektórych doświadczeń eksploatacyjnych. Obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzono dla obciążeń pionowych i poprzecznych działających na sprężynę zewnętrzną i wewnętrzną.

1. WSTĘP

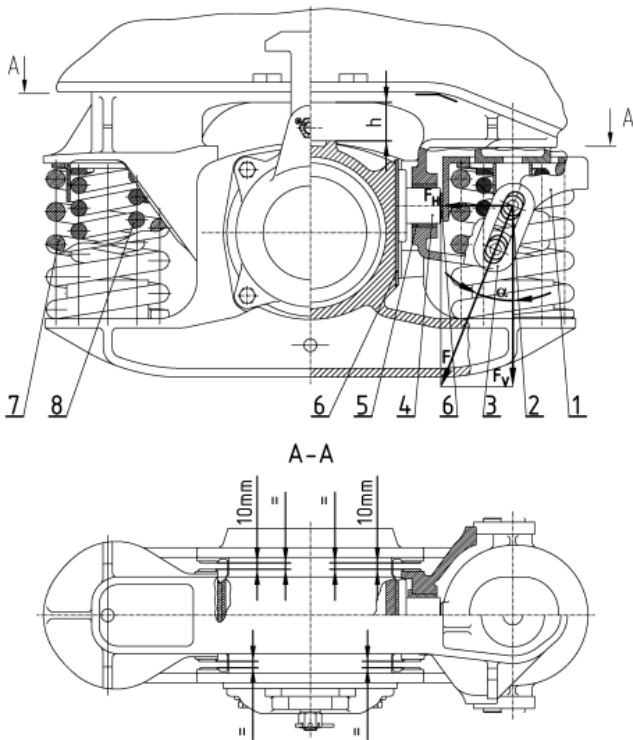
Wózki wagonów towarowych z zawieszeniem typu Y25, wymienione w karcie UIC 500 [3] podlegają bardzo wysokiemu reżimowi wytrzymałościowemu. Obliczenia, które zostały przedstawione w [1], były ograniczone jedynie do ruchu pionowego. Karta UIC 500 jest rezultatem prac standaryzacyjnych, przedstawionych w raporcie ORE/ERRI B12 Rp.14 [12]. W rzeczywistości konstrukcja wózków z zawieszeniem Y25 (Y25L, Y25XL) posiadają luz poprzeczny pomiędzy korpusami prowadnicy oraz korpusem maźnicy wynoszący ± 10 mm. Z związku z tym komplet sprężyn (sprężyna zewnętrzna + sprężyna wewnętrzna) jest dodatkowo wyteżony od obciążeń poprzecznych. W celu wyznaczenia naprężeń od sił poprzecznych należy najpierw określić sztywność poprzeczną obydwu sprężyn. Naprężenia od sił poprzecznych dodaje się algebraicznie do naprężeń, wynikających z sił pionowych. Naprężenia w kierunku poprzecznym są dodatkowym czynnikiem, który uzasadnia użycie materiałów stopowych o wysokiej wytrzymałości zmęczeniowej oraz statycznej. Kolejnym czynnikiem, który poważnie wzmacnia wytrzymałość zmęczeniową jest prawidłowa technologia wykonania, która jest przedstawiona w karcie UIC 822 [7]. Jak pokazuje praktyka eksploatacyjna europejskich zarządów kolejowych, wózki wagonów towarowych z zawieszeniem typu Y25 cechują się dużą niezawodnością, natomiast produkcja sprężyn dla tych wózków jest opanowana przez krajowe oraz zagraniczne wytwórnie sprężyn. Obliczenia sztywności poprzecznych sprężyn oraz naprężenia tnące od tych sił przedstawiono dla rodziny wózków Y25L, przeznaczonych dla wagonów towarowych o nośności odpowiadającej naciskowi zestawu kołowego 22,5 t na tor. Zgodnie z tendencjami rozwojowymi usprężynowanie wózków typu Y25Cs jest stopniowo zastępowane sprężynami wózków typu Y25L z uwagi na uproszczenie produkcji oraz uniknięcia pomyłek podczas remontów. Z porównania

parametrów geometrycznych zawartych w tabelach 1 i 2, zamieszczonych w [1] wynika, że różnice geometryczne są niewielkie i wynikają tylko i wyłącznie z zamiaru dostosowania sprężyn do reżimu obciążeniowego, wynikającego na nacisku zestawu kołowego na tor, wynoszącego 20 t oraz 22,5 t. Wpływ tego zabiegu na bezpieczeństwo przed wykołowaniem podczas przejazdu wagonu wózkowego przez tory wichrowate jest osobnym zagadnieniem, gdyż sprężyny śrubowe wózków Y25L są sztywniejsze od sprężyn wózków rodziny Y25Cs. Obliczenia i badania bezpieczeństwa przejazdu wagonu przez tory wichrowate i własności biegowych wagonu towarowego należy wykonać w oparciu o raport ORE/ERRI B55Rp.8 [14], normę europejską PN-EN 14363:2007 [11] i kartę UIC 518 [6]. Należy wziąć pod uwagę, że obydwie sprężyny są częściami zamiennymi (wymiernymi) wg karty UIC 517 [5]. Zamiennność części jest wymagana przez kartę UIC 510-1 [4], raport ORE/ERRI B12/Rp17 [13] oraz przepisy TSI [15].

2. Obliczenia charakterystyki poprzecznej sprężyn wózków wagonów towarowych typu Y25L

2.1. Model przyjęty do obliczeń

Na rys. 1 przedstawiono układ zawieszenia I-go stopnia wózków **Y25L**, który przyjęto do obliczeń charakterystyki poprzecznej k_y sprężyn śrubowych, korzystając ze wzorów Haringsa. Parametry sprężyn śrubowych tzn. sprężyny zewnętrznej oraz wewnętrznej przedstawiono w tabeli 1 zgodnie z kartą UIC 517 [4].



Legenda:

1 - korpus dociskacza, 2 - czopiki, 3 - ogniwa, 4 - grzybek cierny, 5 - tulejka, 6 - płyta cierna, 7 - sprężyna zewnętrzna, 8 - sprężyna wewnętrzna, F, F_V, F_H - siła wypadkowa, siła pionowa, siła pozioma, α - kąt pochylecia ogniwa, h - odległość do odbijaka

Rys.1. Usprężynowanie wózka Y25L (Y25C)

Parametry sprężyn przymażniczych wózków typu Y25L

Tabela 1

L.p.	Charakterystyka	Oznaczenie	Jednostka	Sprężyna zewnętrzna	Sprężyna wewnętrzna
1.	Średnica drutu	d_1, d_2	mm	31	24,5
2.	Średnica podziałowa	D_1, D_2	mm	163	90
3.	Całkowita ilość zwojów	z	-	5,7	7,4
4.	Ilość zwojów czynnych	z_c	-	4,2	5,9
5.	Wysokość w stanie swobodnym	H_0	mm	260	234±2
6.	Wysokość pod obciążeniem 880 daN ¹⁾	H_1	mm	242 ⁺¹ ₋₃	-
7.	Sztywność sprężyny	k_1, k_2	daN/m	49,80	82,17
8.	Miękkość sprężyny	c_1, c_2	mm/kN	2,00	1,21
9.	Kierunek nawinięcia zwojów	-	-	lewy	prawy

1) obciążenie dla sprężyny zewnętrznej, wynikające z masy ekwiwalentnej wagonu równej 20 000 kg

Sztywność poprzeczną sprężyny zewnętrznej oraz wewnętrznej wyznacza się ze wzorów:

$$k_{vz} = \frac{P_{Z1}}{\frac{2}{q} \left(1 + \frac{P_{Z1}}{\beta} \right) \cdot \operatorname{tg} \frac{q_1 \cdot H_1}{2} - H_1} \quad (1)$$

Wyraz „q” wyznacza się ze wzoru:

$$q_1 = \sqrt{\frac{P_{Z1}}{\alpha_1} \cdot \left(1 + \frac{P_{Z1}}{\beta_1} \right)} \quad (2)$$

Wyraz „β” wyznacza się ze wzoru:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{H_1 \cdot d_1^4 \cdot G}{z_{c1} \cdot D_1^3} \quad (3)$$

Wyraz „α” wyznacza się ze wzoru:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{H_1 \cdot d_1^4 \cdot G}{z_{c1} \cdot D_1} \quad (4)$$

gdzie:

P_Z - obciążenie pionowe [N]

H - wysokość sprężyny pod obciążeniem P_Z [mm]

G - moduł Kirchoffa [N/mm²]

2.2. Wyznaczenie charakterystyki poprzecznej dla sprężyny zewnętrznej w stanie próżnym

Efektywna wartość wysokości sprężyny H_1 wynosi odpowiednio:

$$H_1 = H_{01} - 1,5d_1 - f_1 \quad (5)$$

gdzie:

H_{01} - wysokość sprężyny zewnętrznej w stanie próżnym wagonu

d_1 - średnica drutu sprężyny zewnętrznej

f_1 - strzałka ugięcia sprężyny zewnętrznej w stanie próżnym wagonu

Aby wyznaczyć wartość „ k_y ” sprężyny śrubowej zewnętrznej, wyznaczono najpierw wartości α , β oraz q . Wstawiając $H_0=260$ mm, $d_1=31$ mm oraz $f_1=17,67$ mm do wzoru (5) otrzymuje

$$H_1=260-1,5 \cdot 31-17,67=195,83\text{mm} \quad (6)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_1=195,83$ mm, $d_1=31$ mm, $D_1=163$ mm, $z_{c1}=4,2$ oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{195,83 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163^3} = 252823,76\text{N} \quad (6)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_1=195,83$ mm, $d_1=31$ mm, $G=78480$ N/mm², $z_{c1}=4,2$, $D_1=163$ mm oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{195,83 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163} = 729740726,3\text{N} \cdot \text{mm}^2 \quad (7)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{Z1}=8800$ N, $\alpha_1=729740726,3\text{N} \cdot \text{mm}^2$, $\beta_1=252727,12$ N otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{8800}{252727,12} \right) \frac{8800}{729740726,3}} = 0,0035325594 \frac{1}{\text{mm}} \quad (8)$$

Wstawiając $\alpha_1=729740726,3\text{N} \cdot \text{mm}^2$, $\beta_1=252823,76\text{N}$, $q=0,0035325594$ 1/mm oraz $P_{Z1}=8800$ N do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_{yz} = \frac{8800}{\frac{2}{0,0035325594} \left(1 + \frac{8800}{252823,76} \right) \cdot \operatorname{tg} \frac{0,00352325594 \cdot 195,83}{2} - 195,83} = 598,58 \text{ N/mm} \quad (9)$$

Jeśli przyjąć $H_1=260-17,67 \text{ mm}=242,33 \text{ mm}$, wówczas obliczenia sztywności poprzecznej k_{yz} przyjmują postać przedstawioną poniżej. Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_1=242,33 \text{ mm}$, $d_1=31 \text{ mm}$, $D_1=163 \text{ mm}$, $z_{C1}=4,2$ oraz $G=78480 \text{ N/mm}^2$ otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{242,33 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163^3} = 312856,98 \text{ N} \quad (10)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_1=242,33 \text{ mm}$, $d_1=31 \text{ mm}$, $G=78480 \text{ N/mm}^2$, $z_{C1}=4,2$, $D_1=163 \text{ mm}$ oraz $G=78480 \text{ N/mm}^2$ otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{242,33 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163} = 903064397 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (11)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{Z1}=8800 \text{ N}$, $\alpha_1=903064397 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$, $\beta_1=312856,98 \text{ N}$ otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{8800}{312856,98} \right) \frac{8800}{903064397}} = 0,00316523 \cdot \frac{1}{\text{mm}} \quad (12)$$

Wstawiając $\alpha_1=903064397 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$, $\beta_1=312856,98 \text{ N}$, $q=0,00316523 \text{ 1/mm}$, $H_1=242,33 \text{ mm}$ oraz $P_{Z1}=8800 \text{ N}$ do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_{yZ1} = \frac{8800}{\frac{2}{0,00316523} \left(1 + \frac{8800}{312856,98} \right) \cdot \operatorname{tg} \frac{0,00316523 \cdot 242,33}{2} - 242,33} = 444,54 \text{ N/mm} \quad (13)$$

2.3. Wyznaczenie charakterystyki poprzecznej dla sprężyny zewnętrznej w stanie ładowym

Efektywna wartość wysokości sprężyny H_{2Z} wynosi odpowiednio:

$$H_{2Z} = H_{01} - 1,5d_1 - f_2 \quad (14)$$

gdzie:

H_{2Z} - wysokość sprężyny zewnętrznej w stanie ładowym

f_2 - ugięcie sprężyny w stanie ładowym, wynosi 55,17 mm zgodnie z [1].

Wstawiając $H_{01}=260 \text{ mm}$, $d_1=31 \text{ mm}$ oraz $f=55,17 \text{ mm}$ do wzoru (14) otrzymuje się:

$$H_{2Z} = 260 - 1,5 \cdot 31 - 55,17 = 158,33 \text{ mm} \quad (15)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_{2Z}=158,33 \text{ mm}$, $d_1=31 \text{ mm}$, $D_1=163 \text{ mm}$, $z_{C1}=4,2$ oraz $G=78480 \text{ N/mm}^2$ otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{158,33 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163^3} = 204409,88 \text{ N} \quad (16)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_{2Z}=158,33 \text{ mm}$, $d_1=31 \text{ mm}$, $G=78480 \text{ N/mm}^2$, $z_{C1}=4,2$, $D_1=163 \text{ mm}$ oraz $G=78480 \text{ N/mm}^2$ otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{158,33 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163} = 590030891,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (17)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{Z2}=27475 \text{ N}$, $\alpha_1=590030891,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$, $\beta_1=204409,88 \text{ N}$ otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{27475}{204409,88} \right) \frac{27475}{590030891,6}} = 0,007268030642 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

Wstawiając $\alpha_1=590030891,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$, $\beta_1=204409,88 \text{ N}$, $q=0,0072680642 \text{ 1/mm}$, $H_2=158,33 \text{ mm}$ oraz $P_{Z2}=27475 \text{ N}$ do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_{yZ2} = \frac{27475}{\frac{2}{0,0072680642} \left(1 + \frac{27475}{204409,88} \right) \cdot \operatorname{tg} \frac{0,007268030642 \cdot 158,33}{2} - 158,33} = 622,56 \text{ N/mm} \quad (18)$$

Jeśli przyjąć $H_{2Z}=260-55,17 \text{ mm}=204,83 \text{ mm}$, wówczas obliczenia sztywności poprzecznej k_{yz} przyjmują postać, przedstawioną poniżej. Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_{2Z}=204,83 \text{ mm}$, $d_1=31 \text{ mm}$, $D_1=163 \text{ mm}$, $z_{C1}=4,2$ oraz $G=78480 \text{ N/mm}^2$ otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{204,83 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163^3} = 264443,101 \text{ N} \quad (19)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_{2Z}=204,83$ mm, $d_1=31$ mm, $G=78480$ N/mm², $z_{C1}=4,2$, $D_1=163$ mm oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{204,83 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163} = 763317296,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (20)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{Z1}=27475$ N, $\alpha_1=763317296,4$ Nmm², $\beta_1=204409,88$ N otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{27475}{264443,101}\right) \frac{27475}{763317296,4}} = 0,006303484524 \cdot \frac{1}{\text{mm}} \quad (21)$$

Wstawiając $\alpha_1=763317296,4$ Nmm², $\beta_1=264443,101$ N, $q=0,008566973054$ 1/mm, $H_{2Z}=204,83$ mm oraz $P_{Z2}=27475$ N do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_{YZ2} = \frac{27475}{\frac{2}{0,006303484524} \left(1 + \frac{27475}{264443,101}\right) \cdot \text{tg} \frac{0,006303484524 \cdot 204,83}{2} - 204,83} = 465,73 \text{ N/mm} \quad (22)$$

2.4. Wyznaczenie charakterystyki poprzecznej dla sprężyny zewnętrznej w stanie pracy dynamicznej

Efektywna wartość wysokości sprężyny H_{3Z} wynosi odpowiednio:

$$H_{3Z} = H_{0Z} - 1,5d_1 - f_2 - f_3 \quad (24)$$

gdzie:

H_{3Z} - wysokość sprężyny w stanie maksymalnego ugięcia w wyniku pracy dynamicznej

f_2 - strzałka ugięcia w stanie ładownym, wynosi 55 mm zgodnie z [1]

f_3 - strzałka ugięcia w stanie pracy dynamicznej.

Wstawiając $H_{01}=260$ mm, $d_1=31$ mm oraz $f=55,17$ mm do wzoru (24) otrzymuje się:

$$H_{3Z} = 260 - 1,5 \cdot 31 - 55,17 - 11,7 = 146,63 \text{ mm} \quad (25)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_1=146,63$ mm, $d_1=31$ mm, $D_1=163$ mm, $z_{C1}=4,2$ oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{146,63 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163^3} = 1893047,498 \text{ N} \quad (26)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_{3Z}=146,63$ mm, $d_1=31$ mm, $z_{C1}=4,2$, $D_1=163$ mm oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{146,63 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163} = 546429796,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (27)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{Z3}=33301,6$ N, $\alpha_1=546429796,3$ Nmm², $\beta_1=189304,7498$ N otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{33301,6}{189304,7498}\right) \frac{33301,6}{546429796,3}} = 0,008465514974 \cdot \frac{1}{\text{mm}} \quad (28)$$

Wstawiając $\alpha_1=546243466,8$ Nmm², $\beta_1=189304,7498$ N, $q=0,008465514974$ 1/mm, $H_{3Z}=146,63$ mm oraz $P_{Z2}=33301,6$ N do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_{YZ3} = \frac{33301,6}{\frac{2}{0,008465514974} \left(1 + \frac{33301,6}{189304,7498}\right) \cdot \text{tg} \frac{0,008465514974 \cdot 146,63}{2} - 146,63} = 640,71 \text{ N/mm} \quad (29)$$

Jeśli przyjąć $H_{3Z}= 260-55,17\text{mm}-11,7 \text{ mm}=193,13$ mm, wówczas obliczenia sztywności poprzecznej k_{YZ} przyjmują postać, przedstawioną poniżej. Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_3=193,13$ mm, $d_1=31$ mm, $D_1=163$ mm, $z_{C1}=4,2$ oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{193,13 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163^3} = 249337,9686 \text{ N} \quad (30)$$

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{193,13 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163} = 719716201 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (31)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{Z3}=33301,6$ N, $\alpha_1=719716201$ Nmm²,

$\beta_1=249337,968\text{N}$ otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{33301,6}{249337,9686}\right)} \frac{33301,6}{719716201} = 0,007242261181 \cdot \frac{1}{\text{mm}} \quad (32)$$

Wstawiając $\alpha_1=719716201\text{N}\cdot\text{mm}^2$, $\beta_1=249337,9686\text{N}$, $q=0,007242261181\text{ 1/mm}$, $H_{3Z}=193,13\text{ mm}$ oraz $P_{Z2}=33301,6\text{ N}$ do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_{YZ3} = \frac{33301,6}{\frac{2}{0,007242261181} \left(1 + \frac{33301,6}{249337,9686}\right) \cdot \text{tg} \frac{0,007242261181 \cdot 193,13}{2} - 193,13} = 474,43\text{N/mm} \quad (33)$$

2.4. Wyznaczenie charakterystyki poprzecznej dla sprężyny zewnętrznej w stanie pracy dynamicznej (zerowy luz na odbijaku)

Efektywna wartość wysokości sprężyny H_2 wynosi odpowiednio:

$$H_{4Z} = H_{01} - f_1 - 1,5d_1 - f_4 \quad (34)$$

gdzie:

H_{4Z} - wysokość sprężyny w stanie maksymalnego ugięcia, aż do odbijaka

f_4 - strzałka ugięcia aż do osiągnięcia odbijaka, 60 mm

Wstawiając $H_0=260\text{ mm}$, $d_1=31\text{ mm}$, $f_1=16,67$ oraz $f_4=60\text{ mm}$ do wzoru (24) otrzymuje się:

$$H_{4Z} = 260 - 1,5 \cdot 31 - 17,67 - 60 = 135,83\text{mm} \quad (35)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_1=135,83\text{ mm}$, $d_1=31\text{ mm}$, $D_1=163\text{ mm}$, $z_{C1}=4,2$ oraz $G=78480\text{ N/mm}^2$ otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{135,83 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163^3} = 175361,5506\text{N} \quad (36)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_{4Z}=135,83\text{ mm}$, $d_1=31\text{ mm}$, $z_{C1}=4,2$, $D_1=163\text{ mm}$ oraz $G=78480\text{ N/mm}^2$ otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{135,83 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163} = 506182631,3\text{ N}\cdot\text{mm}^2 \quad (37)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{Z1}=38680\text{ N}$, $\alpha_1=506182631,3\text{Nmm}^2$, $\beta_1=175361,5506\text{ N}$ otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{38680}{175361,5506}\right)} \frac{38680}{506182631,3} = 0,009657650149 \cdot \frac{1}{\text{mm}} \quad (38)$$

Wstawiając $\alpha_1=506182631,3\cdot\text{mm}^2$, $\beta_1=175361,5506\text{N}$, $q=0,009657650149\text{ 1/mm}$, $H_{4Z}=135,83\text{ mm}$ oraz $P_{Z4}=38680\text{ N}$ do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_{YZ4} = \frac{38680}{\frac{2}{0,009657650149} \left(1 + \frac{38680}{175361,5506}\right) \cdot \text{tg} \frac{0,009657650149 \cdot 135,83}{2} - 135,83} = 659,06\text{N/mm} \quad (39)$$

Jeśli przyjąć $H_{4Z}=260-17,67-60=182,33\text{ mm}$, wówczas obliczenia sztywności poprzecznej k_{YZ} przyjmują postać, przedstawioną poniżej. Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_{4Z}=182,33\text{ mm}$, $d_1=31\text{ mm}$, $D_1=163\text{ mm}$, $z_{C1}=4,2$ oraz $G=78480\text{ N/mm}^2$ otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{182,33 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163^3} = 235394,76\text{N} \quad (40)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_{4Z}=182,33\text{ mm}$, $d_1=31\text{ mm}$, $z_{C1}=4,2$, $D_1=163\text{ mm}$ oraz $G=78480\text{ N/mm}^2$ otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{182,33 \cdot 31^4 \cdot 78480}{4,2 \cdot 163} = 679469036\text{ N}\cdot\text{mm}^2 \quad (41)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{Z4}=38680\text{ N}$, $\alpha_1=679469036\text{Nmm}^2$, $\beta_1=235394,76\text{ N}$ otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{38680}{235394,76}\right)} \frac{38680}{679469036} = 0,008141314338 \cdot \frac{1}{\text{mm}} \quad (42)$$

Wstawiając $\alpha_1=679469036\text{N}\cdot\text{mm}^2$, $\beta_1=235394,76\text{N}$, $q=0,008141314338\text{ 1/mm}$, $H_{4Z}=182,33\text{ mm}$ oraz $P_{Z4}=38680\text{ N}$ do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_{YZA} = \frac{38680}{\frac{2}{0,008141314338} \left(1 + \frac{38680}{235394,76} \right) \cdot \operatorname{tg} \frac{0,008141314338 \cdot 182,33}{2} - 182,33} = 483,52 \text{ N/mm} \quad (43)$$

2.5. Wyznaczenie charakterystyki poprzecznej dla sprężyny wewnętrznej w stanie ładownym

Efektywna wartość wysokości sprężyny H_{2W} wynosi odpowiednio:

$$H_{2W} = H_{0W} - 1,5d_1 - f_{2W} \quad (44)$$

Po wstawieniu wartości: $H_{0W}=234$ mm, $f_{2W}=29,5$ mm oraz $d_1=24,5$ mm do wzoru (44) otrzymuje się:

$$H_{2W} = 234 - 1,5 \cdot 24,5 - 29,5 = 167,75 \text{ mm} \quad (45)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_{2W}=167,75$ mm, $d_2=24,5$ mm, $D_2=90$ mm, $z_{C2}=5,9$ oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{167,75 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90^3} = 357178,4798 \text{ N} \quad (46)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_{2W}=167,75$ mm, $d_2=24,5$ mm, $z_{C1}=5,9$, $D_2=90$ mm oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{167,75 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90} = 314437259,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (47)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{Z1}=24240$ N, $\alpha_1=314437259,9$ Nmm², $\beta_1=357178,4798$ otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{24240}{357178,4798} \right) \frac{24240}{314437259,9}} = 0,009073138271 \cdot \frac{1}{\text{mm}} \quad (48)$$

Wstawiając $\alpha_1=314437259,9$ N·mm², $\beta_1=357178,4798$ N, $q=0,009073138271$ 1/mm, $H_{2W}=167,75$ mm oraz $P_{Z2}=24240$ N do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_{YW2} = \frac{24240}{\frac{2}{0,009073138271} \left(1 + \frac{24240}{357178,4798} \right) \cdot \operatorname{tg} \frac{0,009073138271 \cdot 167,75}{2} - 167,75} = 429,56 \text{ N/mm} \quad (49)$$

Jeśli przyjąć $H_{2W} = 234 - 29,5 = 204,5$ mm, wówczas obliczenia sztywności poprzecznej k_{YZ} przyjmują postać, przedstawioną poniżej. Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_{2W}=234-29,5=204,5$ mm, $d_2=24,5$ mm, $D_2=90$ mm, $z_{C2}=5,9$ oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{204,5 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90^3} = 435594,2261 \text{ N} \quad (50)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_{2W}=204,5$ mm, $d_2=24,5$ mm, $z_{C1}=5,9$, $D_2=90$ mm oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{204,5 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90} = 383322918,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (51)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{W2}=24240$ N, $\alpha_1=383322918,9$ Nmm², $\beta_1=435594,2261$ otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{24240}{435594,2261} \right) \frac{24240}{383322918,9}} = 0,00817040348 \cdot \frac{1}{\text{mm}} \quad (52)$$

Wstawiając $\alpha_1=383322918,9$ N·mm², $\beta_1=435594,2261$ N, $q=0,00817040348$ 1/mm, $H_{2W}=204,5$ mm oraz $P_{W2}=24240$ N do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_{YW2} = \frac{24240}{\frac{2}{0,00817040348} \left(1 + \frac{24240}{383322918,9} \right) \cdot \operatorname{tg} \frac{0,00817040348 \cdot 204,5}{2} - 204,5} = 365,82 \text{ N/mm} \quad (52)$$

2.6. Wyznaczenie charakterystyki poprzecznej dla sprężyny wewnętrznej w stanie pracy dynamicznej

Efektywna wartość wysokości sprężyny H_{2W} wynosi odpowiednio:

$$H_{3W} = H_{0W} - 1,5d_2 - f_{2W} - f_{3W} \quad (53)$$

Po wstawieniu wartości liczbowych $H_{0W}=234$ mm, $d_2=24,5$ mm oraz $f_{3W}=11,7$ mm otrzymuje się:

$$H_{3W} = 234 - 1,5 \cdot 24,5 - 29,5 - 11,7 = 156,05 \text{ mm} \quad (54)$$

$z_{C2}=5,9$ oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{156,05 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90^3} = 332393,54 \text{ N} \quad (55)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_{3W}=156,05$ mm, $d_2=24,5$ mm, $z_{C1}=5,9$, $D_2=90$ mm oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{156,05 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90} = 292506315 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (56)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{3W}=33853,89$ N, $\alpha_1=292506315$ Nmm², $\beta_1=332393,54$ otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{33853,89}{332393,54}\right) \frac{33853,89}{292506315}} = 0,011292696 \cdot \frac{1}{\text{mm}} \quad (57)$$

Wstawiając $\alpha_1=292506315$ N·mm², $\beta_1=332393,54$ N, $q=0,011292696$ 1/mm, $H_{3W}=156,5$ mm oraz $P_{W3}=24240$ N do wzoru (1) otrzymuje się:

$$k_{YW3} = \frac{33853,89}{\frac{2}{0,011292696} \left(1 + \frac{33853,89}{332393,54}\right) \cdot \text{tg} \frac{0,011292696 \cdot 156,05}{2} - 156,05} = 420,78 \text{ N/mm} \quad (58)$$

Jeśli przyjąć $H_{3W} = H_{0W} - f_{2W} - f_{3W}$ mm, wówczas obliczenia sztywności poprzecznej k_{YZ} przyjmują postać, przedstawioną poniżej. Po wstawieniu wartości liczbowych do wzoru (3) $H_{3W}=234-29,5-11,7=192,8$ mm, $d_2=24,5$ mm, $z_{C1}=5,9$, $D_2=90$ mm oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{192,8 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90^3} = 410672,6982 \text{ N} \quad (59)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_{3W}=192,8$ mm, $d_2=24,5$ mm, $z_{C1}=5,9$, $D_2=90$ mm oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{192,8 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90} = 361391974,1 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (60)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{W3}=33853,89$ N, $\alpha_1=361391974,1$ Nmm², $\beta_1=$ otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{33853,89}{410672,6982}\right) \frac{33853,89}{361391974,1}} = 0,01012616 \cdot \frac{1}{\text{mm}} \quad (61)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (1) czyli: $q_1=0,010047725$, $P_{W3}=33853,89$ N, $H_{3W}=192,8$ mm $\alpha_1=361391974,1$ Nmm², $\beta_1=410672,6982$ otrzymuje się:

$$k_{YW3} = \frac{33853,89}{\frac{2}{0,01012616} \left(1 + \frac{33853,89}{410672,6982}\right) \cdot \text{tg} \frac{0,01012616 \cdot 192,8}{2} - 192,8} = 274,51 \text{ N/mm} \quad (62)$$

2.6. Wyznaczenie charakterystyki poprzecznej dla sprężyny wewnętrznej w stanie pracy dynamicznej aż do odbijaka

Efektywna wartość wysokości sprężyny H_{2W} wynosi odpowiednio:

$$H_{4W} = H_{0W} - 1,5d_2 - f_{4W} \quad (63)$$

Po wstawieniu wartości liczbowych $H_{0W}=234$ mm, $d_2=24,5$ mm oraz $f_{3W}=11,7$ mm otrzymuje się:

$$H_{4W} = 234 - 1,5 \cdot 24,5 - 52 = 145,25 \text{ mm} \quad (64)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_{2W}=145,25$ mm, $d_2=24,5$ mm, $D_2=90$ mm, $z_{C2}=5,9$ oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{145,25 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90^3} = 309389,053 \text{ N} \quad (65)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_{2W}=156,05$ mm, $d_2=24,5$ mm, $z_{C1}=5,9$, $D_2=90$ mm oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{145,25 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90} = 272262366,6 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (66)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{W4}=42730$ N, $\alpha_1=272262366,6$ Nmm², $\beta_1=309389,053$ otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{42730}{309389,053}\right) \frac{42730}{272262366,6}} = 0,013364875 \frac{1}{\text{mm}} \quad (67)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (1) czyli: $q_1=0,013364875$, $P_{W4}=42730$ N, $H_{4W}=145,25$ mm $\alpha_1=272262366,6$ Nmm², $\beta_1=309389,05$ otrzymuje się:

$$k_{Y_{W4}} = \frac{42730}{\frac{2}{0,013364875} \left(1 + \frac{42730}{309389,05}\right) \cdot \text{tg} \frac{0,013364875 \cdot 145,25}{2} - 145,25} = 412,43 \text{ N/mm} \quad (68)$$

Jeśli przyjąć $H_{3W} = H_{0W} - f_{2W} - f_{3W}$ mm, wówczas obliczenia sztywności poprzecznej k_{YZ} przyjmują postać, przedstawioną poniżej.

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (3) czyli $H_{4W}=182$ mm, $d_2=24,5$ mm, $D_2=90$ mm, $z_{C2}=5,9$ oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\beta_1 = 0,324 \cdot \frac{182 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90^3} = 387668,211 \text{ N} \quad (69)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (4) czyli $H_{4W}=182$ mm, $d_2=24,5$ mm, $z_{C1}=5,9$, $D_2=90$ mm oraz $G=78480$ N/mm² otrzymuje się:

$$\alpha_1 = 0,0352 \cdot \frac{182 \cdot 24,5^4 \cdot 78480}{5,9 \cdot 90} = 341148025,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 \quad (70)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (2) czyli $P_{W4}=42730$ N, $\alpha_1=341148025,7$ Nmm², $\beta_1=387668,211$ otrzymuje się:

$$q_1 = \sqrt{\left(1 + \frac{42730}{387668,211}\right) \frac{42730}{341148025,7}} = 0,011792344 \frac{1}{\text{mm}} \quad (71)$$

Wstawiając wartości liczbowe do wzoru (1) czyli: $q_1=0,011792344$, $P_{W4}=42730$ N, $H_{4W}=182$ mm, $\alpha_1=341148025,7$ Nmm², $\beta_1=387668,211$ otrzymuje się:

$$k_{Y_{W4}} = \frac{42730}{\frac{2}{0,011792344} \left(1 + \frac{42730}{309389,05}\right) \cdot \text{tg} \frac{0,011792344 \cdot 182}{2} - 182} = 246,60 \text{ N/mm} \quad (72)$$

Wyniki obliczeń charakterystyk poprzecznych przedstawiono w tabeli 2.

Zestawienie sztywności poprzecznych dla układu sprężyn (zewnętrznej oraz wewnętrznej) wózków rodziny Y25L
Tabela 2

Sprężyna zewnętrzna		Sprężyna wewnętrzna	
SZTYWNOŚĆ POPRZECZNA			
Bez uwzględnienia zwojów biernych	Z uwzględnieniem zwojów biernych	Bez uwzględnienia zwojów biernych	Z uwzględnieniem zwojów biernych
STAN PRÓŻNY WAGONU TOWAROWEGO			
598,58 N/mm	444,54N/mm	0	0
STAN ŁADOWY WAGONU TOWAROWEGO			
622,56 N/mm	456,73N/mm	429,56 N/mm	365,82 N/mm
STAN PRACY DYNAMICZNEJ WAGONU TOWAROWEGO			
640,71 N/mm	474,43 N/mm	420,78 N/mm	274,51 N/mm
STAN PRACY DYNAMICZNEJ WAGONU TOWAROWEGO, ZEROWY LUZ NA ODBIJAKU			
659,06 N/mm	483,52 N/mm	412,43 N/mm	246,60 N/mm

3. Wyznaczenie naprężeń od sił pionowych oraz poprzecznych dla sprężyny zewnętrznej w różnych stanach załadowania wagonu

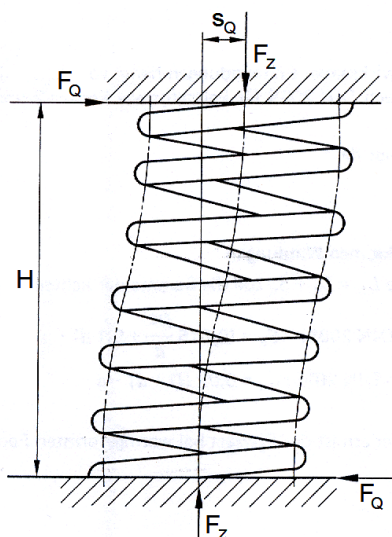
Obliczenia naprężeń, wynikających z przemieszczeń pionowych i poprzecznych sprężyny obciążonej siłą pionową F_Q oraz siłą F_y (rys. 2) wyznacza się z zależności, przedstawionej w PN-EN13298:2003 [10] oraz w normie DIN 2089 część 1 [16]:

$$\tau = \frac{8}{\pi \cdot d^3} [F_z(D + s_Q) + F_Q(H - d)] \quad (73)$$

F_z - siła pionowa działająca na sprężynę (N)

s_Q - przemieszczenie poprzeczne sprężyny (dla wózków Y25L wynosi ± 10 mm)

F_Q - siła poprzeczna (N)



Rys. 2. Obciążenie sprężyny układem sił: pionowej F_z oraz poprzecznej F_Q

3.1. Wyznaczenie naprężeń od sił pionowych oraz poprzecznych dla sprężyny zewnętrznej w różnych stanach załadowania wagonu

3.1.1. Wyznaczenie naprężeń w stanie próżnym wagonu

Wstawiając do wzoru (73) $d=31$ mm, $F_z=880$ daN, $D=163$ mm, $s_Q=10$ mm, $F_Q=444,54 \cdot 10^{-1}=444,54$ daN, $H_{ZPR}=242$ mm:

$$\tau_{1Z} = \frac{8}{\pi \cdot 31^3} [880(163 + 10) + 44,454 \cdot 10 \cdot (242 - 31)] = 21,03 \text{ daN/mm}^2 \quad (74)$$

Z uwzględnieniem współczynnika Wahla [1]:

$$\tau_{1ZW} = 21,03 \cdot 1,2761 = 26,83 \text{ daN/mm}^2 \quad (75)$$

3.1.2. Wyznaczenie naprężeń w stanie ładownym wagonu

Wstawiając do wzoru (73) $d=31$ mm, $F_z=2747,5$ daN, $D=163$ mm, $s_Q=10$ mm, $F_Q=456,73 \cdot 10^{-1}=456,73$ daN, $H_2=204,83$ mm:

3.1.3. Wyznaczenie naprężeń w stanie pracy dynamicznej

Wstawiając do wzoru (73) $d=31$ mm, $F_z=3330,16$ daN, $D=163$ mm, $s_Q=10$ mm, $F_Q=456,73 \cdot 10^{-1}=45,673$ daN/mm, $H_2=193,13$ mm:

$$\tau_{3Z} = \frac{8}{\pi \cdot 31^3} [3330,16 \cdot (163 + 10) + 45,673 \cdot 10 \cdot (193,13 - 31)] = 48,89 \text{ daN/mm}^2 \quad (78)$$

Z uwzględnieniem współczynnika Wahla [1]:

$$\tau_{3ZW} = 48,89 \cdot 1,2671 = 61,94 \text{ daN/mm}^2 \quad (79)$$

3.1.4. Wyznaczenie naprężeń dla sprężyny zewnętrznej w stanie pracy dynamicznej (zerowy luz na odbijaku)

Wstawiając do wzoru (73) $d=31$ mm, $F_z=3868$ daN, $D=163$ mm, $s_Q=10$ mm, $F_Q=483,52 \cdot 10^{-1}=48,352$ daN/mm, $H_2=182,33$ mm:

$$\tau_{4Z} = \frac{8}{\pi \cdot 31^3} [3868 \cdot (163 + 10) + 45,673 \cdot 10 \cdot (182,33 - 31)] = 57,87 \text{ daN/mm}^2 \quad (80)$$

Z uwzględnieniem współczynnika Wahla [1]:

$$\tau_{4ZW} = 57,87 \cdot 1,2671 = 73,32 \text{ daN/mm}^2 \quad (81)$$

3.2. Wyznaczenie naprężeń od sił pionowych oraz poprzecznych dla sprężyny wewnętrznej w różnych stanach załadowania wagonu

Obliczenia naprężeń, wynikających z przemieszczeń pionowych i poprzecznych sprężyny obciążonej siłą pionową F_Q oraz siłą F_y (rys.2) wyznacza się z zależności:

$$\tau = \frac{8}{\pi \cdot d_2^3} [F_w \cdot (D_2 + s_Q) + F_{QW} \cdot (H - d_2)] \quad (82)$$

F_W - siła pionowa działająca na sprężynę (N)

s_Q - przemieszczenie poprzeczne sprężyny (dla wózków Y25L wynosi ± 10 mm)

F_{QW} - siła poprzeczna (N).

3.2.1. Wyznaczenie naprężeń w stanie ładowym wagonu

Wstawiając do wzoru (73) $d_2=24,5$ mm, $F_{W2}=24220$ daN, $D_2=90$ mm, $s_Q=10$ mm, $F_{Q2}=365,82 \cdot 10 \cdot 10^{-1}=365,82$ daN, $H_{2W}=204,5$ mm:

$$\tau_{2W} = \frac{8}{\pi \cdot 24,5^3} [2424,0 \cdot (90+10) + 36,582 \cdot 10 \cdot (204,5 - 24,5)] = 53,37 \text{ daN/mm}^2 \quad (83)$$

Z uwzględnieniem współczynnika Wahla [1]:

$$\tau_{2WW} = 53,37 \cdot 1,4251 = \text{daN/mm}^2 = 76,06 \text{ daN/mm}^2 \quad (84)$$

3.2.2. Wyznaczenie naprężeń w stanie pracy dynamicznej

Wstawiając do wzoru (73) $d=24,5$ mm, $F_{W3}=3385,389$ daN, $D_2=90$ mm, $s_Q=10$ mm, $F_Q=274,51 \cdot 10 \cdot 10^{-1}=274,51$ daN, $H_2=192,8$ mm:

$$\tau_{3W} = \frac{8}{\pi \cdot 24,5^3} [3330,16 \cdot (90+10) + 27,451 \cdot 10 \cdot (192,8 - 24,5)] = 65,66 \text{ daN/mm}^2 \quad (78)$$

Z uwzględnieniem współczynnika Wahla [1]:

$$\tau_{3WW} = 65,66 \cdot 1,4251 = 93,57 \text{ daN/mm}^2 \quad (79)$$

3.2.2. Wyznaczenie naprężeń w stanie pracy do odbijaka

Wstawiając do wzoru (73) $d=24,5$ mm, $F_{W4}=4273$ daN, $D_2=90$ mm, $s_Q=10$ mm, $F_Q=246,60 \cdot 10 \cdot 10^{-1}=246,6$ daN, $H_{3W}=182$ mm:

$$\tau_{4W} = \frac{8}{\pi \cdot 24,5^3} [4273 \cdot (90+10) + 24,66 \cdot 10 \cdot (182 - 24,5)] = 80,71 \text{ daN/mm}^2 \quad (80)$$

Z uwzględnieniem współczynnika Wahla [1]:

$$\tau_{4WW} = 80,71 \cdot 1,4251 = 115 \text{ daN/mm}^2 \quad (81)$$

3.3. Zestawienie wyników obliczeń naprężeń

Zestawienie wyników obliczeń naprężeń od sił pionowych i sił poprzecznych przedstawiono w tabeli 3.

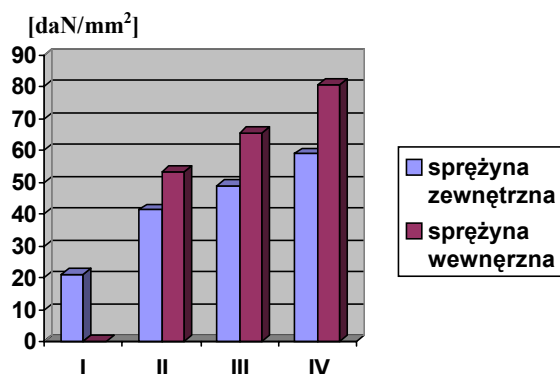
Zestawienie naprężeń od sił pionowych i poprzecznych w sprężynie zewnętrznej i wewnętrznej zawieszenia I-go stopnia wózków rodziny Y25L

Tabela3

Sprężyna zewnętrzna		Sprężyna wewnętrzna	
Bez uwzględnienia współczynnika Wahla	Z uwzględnieniem współczynnika Wahla	Bez uwzględnienia współczynnika Wahla	Z uwzględnieniem współczynnika Wahla
STAN PRÓŻNY WAGONU TOWAROWEGO (MASA EKWIWALENTNA 20 000 kg)			
21,03 daN/mm ²	26,83 daN/mm ²	0	0
STAN ŁADOWY WAGONU TOWAROWEGO (BRUTTO 90 0000 kg)			
41,30 daN/mm ²	52,33 daN/mm ²	53,37 daN/mm ²	76,06 daN/mm ²
STAN PRACY DYNAMICZNEJ WAGONU TOWAROWEGO			
48,89 daN/mm ²	61,94 daN/mm ²	65,66 daN/mm ²	93,97 daN/mm ²
STAN PRACY DYNAMICZNEJ WAGONU TOWAROWEGO, ZEROWY LUZ NA ODBIJAKU (60 mm→0 mm)			
58,87 daN/mm ²	73,32 daN/mm ²	80,71 daN/mm ²	115 daN/mm ²

Graficzne porównanie naprężeń bez uwzględniania współczynnika Wahla w sprężynach jest przedstawione na diagramie, zamieszczonym na rys.3.

Graficzne porównanie naprężeń z uwzględnieniem współczynnika Wahla w sprężynach jest przedstawione na diagramie, zamieszczonym na rys.4.



Legenda:
 I - stan próżny wagonu
 II - stan ładowny wagonu
 III - stan pracy dynamicznej (z 30% nadwyżką dynamiczną)
 IV - stan do wyczerpania luzu na odbijaku
 Oś X - różne stany pracy wagonu
 Oś Y - naprężenia w daN/mm²

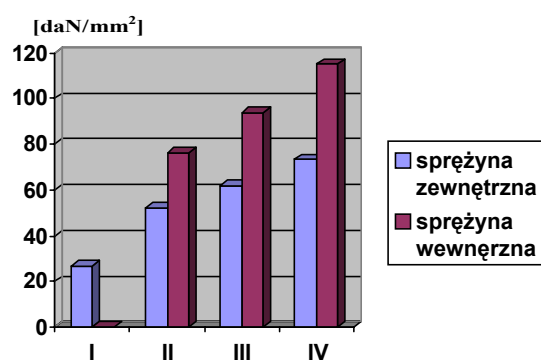
Rys.3. Graficzne porównanie stanu naprężeń, wywołanych obciążeniem pionowym i poprzecznym w sprężynie zewnętrznej oraz w sprężynie wewnętrznej bez uwzględnienia współczynnika Wahla

Jak widać z przedstawionego porównania, wyłączenie materiału sprężyny wewnętrznej jest znacznie większe aniżeli sprężyny zewnętrznej we wszystkich stanach załadowania wagonu towarowego o ekwiwalentnej masie 20 000 kg. Dlatego też w eksploatacji dochodzi częściej do pęknięć zmęczeniowych sprężyny wewnętrznej, aniżeli sprężyny zewnętrznej. Pęknięcia najczęściej występują po stronie wewnętrznej, gdzie koncentracja naprężeń z tytułu krzywizny pręta jest większa.

W związku z powyższym na żywotność sprężyn pierwszego stopnia mają wpływ:

- żywotność tłumika ciernego, dlatego między innymi na blachy prowadnic ciernych stosuje się trudnościerną stal kategorii E wg karty UIC 893 [8],
- zastosowanie wysokowytrzymałych materiałów na sprężyny wg normy europejskiej PN-EN 13298:2003 [10],
- nieprzekraczanie dopuszczalnej ładowności wagonu,
- zastosowanie technologii wytwarzania sprężyn zgodnej z kartą UIC 822 [7].
- zastosowanie prętów szlifowanych do produkcji sprężyn,
- zastosowanie sprężyn kategorii 1 wg karty UIC 822 [7], która obejmuje największą ilość badań, zwłaszcza badania magnetoskopowe, mające na celu wykrycie ewentualnych wad powierzchniowych oraz wewnętrznych.

Badania w zależności od kategorii sprężyny przedstawiono w tabeli 4.



Legenda:
 I - stan próżny wagonu
 II - stan ładowny wagonu
 III - stan pracy dynamicznej wagonu (30% nadwyżki dynamicznej)
 IV - stan do wyczerpania luzu na odbijaku
 Oś X - różne stany pracy wagonu
 Oś Y - naprężenia w daN/mm²

Rys.4. Graficzne porównanie stanu naprężeń w sprężynie zewnętrznej oraz w sprężynie wewnętrznej z uwzględnieniem współczynnika Wahla

Rodzaj i kontrola sprężyn śrubowych naciskowych w zależności od kategorii sprężyny. Tabela 4

Rodzaj kontroli i prób	Kategoria sprężyny		
	1	2	3
Sprawdzenie skuteczności umocnienia powierzchniowego	X		
Twardość ¹⁾	X	X	
Sprężystość krótkotrwała ¹⁾	X	X	X
Sprężystość długotrwała	X	X	
Podatność ²⁾	X	X	X
Trwałość	X		
Odchylenie	X		
Wady wewnętrzne ¹⁾²⁾³⁾⁴⁾	X	X	
Wygląd i wymiary	X	X	X

- 1) Każda sprężyna partii przed dostawą i na odpowiedzialność dostawcy powinna być poddana próbie sprężystości krótkotrwałej i jeśli to jest wymagane próbie twardości oraz badaniu wad wewnętrznych za pomocą magnetoskopii
- 2) Próba ta jest przeprowadzana tylko na podstawie wymagania rysunku w celu dopuszczania nowego typu sprężyny lub nowego rodzaju produkcji. Próba ta obowiązuje w szczególności dla sprężyn zwijanych na zimno
- 3) Zgodnie z wymaganiami na rysunku drugie badanie magnetoskopem (lub próba penetracji) należy wykonać na wszystkich sprężynach, które były poddane innym próbom przypisanym przez warunki techniczne dostawy, przedstawione w karcie UIC 822[5]
- 4) Badanie magnetoskopowe może być zastąpione przez badanie penetracyjne, zgodnie ze szczególnym wymaganiem zamieszczonym w dokumentacji konstrukcyjnej.

4. WNIOSKI

1. Obliczenia sprężyn przy działaniu sił w kierunku pionowym i poprzecznym wykazały, że sprężyny zawieszenia pierwszego stopnia wózków Y25L należą do elementów bardzo wyłożonych. Dotyczy to zarówno obciążeń statycznych jak i zmęczeniowych. Wykazano również, że sprężyna wewnętrzna jest bardziej obciążona niż sprężyna zewnętrzna. W takiej sytuacji należy zwrócić szczególną uwagę na technologię wykonania, której elementy zostaną przedstawione w dalszych opracowaniach. Biorąc pod uwagę, że jeśli dokonywałoby się optymalizacji konstrukcji sprężyn, wówczas, należałoby liczyć się z rezygnacją z tłumienia ciernego (karta UIC510-1 [4]) oraz tłumika ciernego.

2. Wprowadzenie sprężyn z wózka Y25L do wózków rodziny Y25Cs jest celowe, ale musi pociągać za sobą konieczność wzmocnienia tłumika ciernego. Należy jednak zwrócić uwagę, że sprężyny wózków Y25L są sztywniejsze od wózków rodziny Y25Cs i musi być przeprowadzona analiza bezpieczeństwa przejazdu przez tory wichrowate oraz sprawdzenie własności dynamicznych wagonu.

5. LITERATURA

- [1] Sobaś M: *Problematyka usprężynowania wózków wagonów towarowych typu Y25. Pojazdy Szynowe nr 1/2014.*
- [2] Karta UIC 432: *Wagony towarowe. Prędkości jazdy. Warunki techniczne, które należy spełnić. 11-te wydanie 09/2006.*
- [3] Karta UIC 500: *Normalizacja taboru transportowego i jego elementów. Zasady, procedury 2-gie wydanie Grudzień 2000.*
- [4] Karta UIC 510-1: *Wagony towarowe. Układ biegowy standaryzacja. 9-te wydanie z 1.01.78. 14-ście zmian od 1.01.80 do 1.01.97.*
- [5] Karta UIC 517: *Wagony towarowe. Części zawieszenia resorowego. Normalizacja. 7. wydanie z maja 2007.*
- [6] Karta UIC 518: *Badania i homologacja pojazdów kolejowych z punktu widzenia właściwości dynamicznych, bezpieczeństwa jazdy, obciążenia toru i parametrów biegowych. 4-te wydanie z października 2009.*
- [7] Karta UIC 822: *Warunki techniczne dostawy sprężyn śrubowych naciskowych formowanych na gorąco lub na zimno dla pojazdów trakcyjnych i wagonów. 5-te wydanie z 11.2003*
- [8] Karta UIC 893: *Warunki techniczne dla dostawy blach na płyty prowadnicowe ze stali manganowej. 2-gie wydanie. 06.2004.*
- [9] PN-EN 10089:2005: *Stale walcowane na gorąco na sprężyny ulepszane cieplnie. Warunki techniczne dostawy.*
- [10] PN-EN 13298:2003: *Kolejnictwo. Elementy zawieszenia. Stalowe sprężyny śrubowe zawieszenia.*
- [11] PN-EN 14363:2007 *Kolejnictwo. Badania własności dynamicznych przed dopuszczeniem pojazdów szynowych. Badanie właściwości biegowych i próby stacjonarne.*
- [12] Raport ORE/ERRI: *Frage B12 Vereinheitlichung der Güterwagen. Standard-Drehgestell. Bericht Nr.14.Utrecht, 11.1967.*
- [13] Schlussbericht ERRI B12/Rp.17 (8-me wydanie): *Program badań wagonów towarowych z podwoziem i strukturą wagonu ze stali (które nadają się do zabudowy sprzęgu pracującego na ściskanie) i których wózki mają ramę stalową. (Versuchsprogramm für Güterwagen mit Untergestell und Wagenkasten aus Stahl (die für den Einbau der Automatischen Zug-Druck Kupplung geeignet sind) und deren Drehgestelle mit stählernem Drehgestellrahmen). Utrecht, 04.1997.*
- [14] Raport ORE/ERRI B55: *Sicherheit gegen Entgleisen von Güterwagen in Gleisverwindungen. Bericht 8 (Schlussbericht). Utrecht, April 1983.*
- [15] TSI: *Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej. Decyzja Komisji z dnia 28 lipca 2006 dotycząca technicznej specyfikacji dla interoperacyjności odnoszącej się do podsystemu „tabor kolejowy-wagony towarowe” transeuropejskiego systemu kolei konwencjonalnych.*
- [16] DIN 2089 Teil 1: *Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben. Berechnung und Konstruktion.*