

Safety of riding of freight wagons with 1Xta bogies with leaf springs in aspect of strength and riding on twisted tracks

Bezpieczeństwo jazdy wagonów towarowych z wózkami 1XTa z resorami piórowymi w aspekcie wytrzymałości i przejazdu przez tory wichrowate

This article is a continuation of the previous publication [3], which presents the method of testing the leaf springs and their impact on the safety of freight wagons riding. The leaf springs are in the 1XTa bogie, which is not an ERRI/UIC standard bogie, but it is used in both domestic and international traffic. The article presents the spring strength calculations and analysis of its parameters in a specific population.

Artykuł jest kontynuacją poprzedniej publikacji [3], w której przedstawiono sposób badania resorów piórowych oraz ich wpływ na bezpieczeństwo jazdy wagonów towarowych. Resory piórowe występują w wózku 1XTa, który nie jest wózkiem standardowym ERRI/UIC, ale jest stosowany w ruchu krajowym oraz w ruchu międzynarodowym. W artykule przedstawiono obliczenia wytrzymałościowe resoru oraz analizę jego parametrów w określonej populacji.

1. INTRODUCTION

This article is a continuation of the study [3], where a description of how the springs are qualified for further use is presented. This paper presents the strength calculations of spring of two-axle 1XTa bogie designed for four-axle freight wagons. In the further part the distribution of parameters, including deflection under test load, height in free state, and susceptibility (rigidity), with division into selective groups, is presented. The analysis is done for a population of springs of 17573 pieces. These data are obtained from one of the carriers. The purpose of the spring strength calculation as a suspension element is to demonstrate the material stress during the individual operating states, i.e. in the empty state, in the loaded state and in the dynamic operation state of the suspension of the wagon. In the dynamic calculations the analyses are shown at the different dynamic surpluses, i.e. at $\pm 30\%$ (fatigue operation) and 50% and 60%. Springs for 1XTa bogie must meet the regulations of UIC 505-1, 517, 820, 821 [4÷7], ORE/ERRI B12 report, Bericht No.25 [8] and PN-61/K-88171 [10].

Safety analysis is all the more important that in comparison to the standard bogies according to the ORE/ERRI B12/Rp.14/D [8] for example the Y25 or 665 family, 1XTa bogie has a suspension that does not guarantee the progression [2].

2. STRENGTH OF SPRING

2.1. General comments

Stresses in individual states of operation can be determined from the dependence presented in [1,7,9]:

1. WSTĘP

Artykuł jest kontynuacją opracowania [3], gdzie przedstawiono sposób kwalifikacji resorów do dalszej eksploatacji. W niniejszej pracy przedstawiono obliczenia wytrzymałościowe resoru dwuosioowego wózka 1XTa, przeznaczonego do wagonów towarowych czterosioowych. W dalszej części zaprezentowano rozrzut parametrów, do jakich należą ugięcie pod obciążeniem próbnym, wysokość w stanie swobodnym oraz podatność (sztywność), z podziałem na grupy selekcyjne. Analizy dokonano na populacji resorów, wynoszącej 17.573 sztuk. Dane te zostały pozyskane od jednego z przewoźników. Celem obliczeń wytrzymałościowych resoru, jako elementu zawieszenia, jest wykazanie jakie jest wyężenie materiału podczas poszczególnych stanów pracy, tzn. w stanie próżnym, w stanie ładownym oraz w stanie pracy dynamicznej zawieszenia wagonu. W obliczeniach dynamicznych przedstawiono analizy przy różnych nadwyżkach dynamicznych, tzn. przy $\pm 30\%$ (praca zmęczeniowa) oraz 50 % oraz 60 %. Resory, przeznaczone do wózka 1XTa muszą spełniać przepisy kart UIC 505-1, 517, 820, 821 [4÷7], raportu ORE/ERRI B12, Bericht Nr.25 [8] oraz PN-61/K-88171 [10].

Analiza bezpieczeństwa jazdy jest tym bardziej istotna, że w porównaniu do wózków standardowych wg raportu ORE/ERRI B12/Rp.14/D [8] np. rodziny Y25 lub 665, wózek 1XTa posiada usprężynowanie, które nie gwarantuje progresji [2].

2. WYTRZYMAŁOŚĆ RESORU

2.1. Uwagi ogólne

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot Q \cdot L_u}{2 \cdot n \cdot b \cdot h^2} \quad (1)$$

where:

σ – stresses in spring in MPa,

Q - vertical force from the suspended mass of wagon per the spring in the static state

L_u - useful length of spring in [mm].

The useful length of the spring is determined from the dependence:

$$L_u = L - b_{OPASKI} + 20 \quad (2)$$

where:

b_{OPASKI} - width of spring hoop 100 mm,

hence the useful length of the spring is $L_u=1120$ mm.

2.2. Stresses in the spring in empty state of wagon with mass of 20.000 kg

Stresses in the empty state of wagon with own mass of 20 000 kg after inserting the numerical data i.e.: $Q=F_{PR}=17\,986$ N, $L_u=1120$ mm, $n=8$, $b=120$ mm and $h=16$ mm into formula (1) are:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 17290 \cdot 1120}{2 \cdot 8 \cdot 120 \cdot 16^2} = 118,19 \text{ N/mm}^2 = 118 \text{ MPa} \quad (3)$$

If it is taken into consideration the case of a new spring with extreme operating deviations, so: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm and $b=15,8$ mm, then after inserting into formula (1) it is obtained:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 17290 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,8^2} = 122,03 \text{ N/mm}^2 = 122 \text{ MPa} \quad (4)$$

As a result of the operation, especially the wear of spring leaves, it is appeared that the thickness of the spring leaves can be reduced. Several railway administrations have established a minimum spring leaf thickness of 15.25 mm (Dutch railways NS use a value $h \geq 15.4$ mm).

If it is taken into consideration the case of a new spring with extreme operating deviations, that is: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm and $b=15,25$ mm, then after inserting into formula (1) it is obtained:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 17290 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,25^2} = 130,99 \text{ N/mm}^2 = 131 \text{ MPa} \quad (5)$$

2.3. Stresses in the spring in load state of wagon with gross mass of 80 000 kg

Stresses in the load state of wagon with own mass of 80 000 kg after inserting the numerical data i.e.: $Q=F_{LAD}=90\,000$ N, $L_u=1120$ mm, $n=8$, $b=120$ mm and $h=16$ mm into formula (1) are:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 90000 \cdot 1120}{2 \cdot 8 \cdot 120 \cdot 16^2} = 615 \text{ N/mm}^2 = 615 \text{ MPa} \quad (6)$$

If it is taken into consideration the case of a new spring with extreme operating deviations, namely: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm and $b=15,8$ mm, then after inserting into formula (1) it is obtained:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 90000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,8^2} = 635 \text{ N/mm}^2 = 635 \text{ MPa} \quad (7)$$

Naprężenia w poszczególnych stanach pracy można wyznaczyć z zależności przedstawionej w [1,7,9]:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot Q \cdot L_u}{2 \cdot n \cdot b \cdot h^2} \quad (1)$$

gdzie:

σ - naprężenia w resorze w MPa,

Q - siła pionowa od masy usprężynowanej wagonu przypadającej na resor w stanie statycznym

L_u - długość użyteczna resoru w [mm].

Długość użyteczną resoru wyznacza się z zależności:

$$L_u = L - b_{OPASKI} + 20 \quad (2)$$

gdzie:

b_{OPASKI} - szerokość opaski 100 mm,

stąd długość użyteczna resoru wynosi $L_u=1120$ mm.

2.2. Naprężenia w resorze w stanie próżnym wagonu o masie 20.000 kg

Naprężenia w stanie próżnym wagonu o masie własnej 20 000 kg, po podstawieniu danych liczbowych tzn.: $Q=F_{PR}=17\,986$ N, $L_u=1120$ mm, $n=8$, $b=120$ mm oraz $h=16$ mm, do wzoru (1) wynoszą:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 17290 \cdot 1120}{2 \cdot 8 \cdot 120 \cdot 16^2} = 118,19 \text{ N/mm}^2 = 118 \text{ MPa} \quad (3)$$

Jeśli wziąć pod uwagę przypadek resoru nowego ze skrajnymi odchyłkami wykonawczymi, a więc: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm oraz $b=15,8$ mm, to wówczas po podstawieniu do wzoru (1) otrzymuje się:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 17290 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,8^2} = 122,03 \text{ N/mm}^2 = 122 \text{ MPa} \quad (4)$$

W wyniku eksploatacji, a zwłaszcza zużycia piór resorowych okazuje się, że grubość piór resoru może się zmniejszyć. Kilka zarządów kolejowych ustaliło minimalną wartość grubości pióra resoru na 15,25 mm (koleje holenderskie NS stosują wartość większą $h \geq 15,4$ mm).

Jeśli wziąć po uwagę przypadek resoru eksploatawanego ze skrajnymi odchyłkami wykonawczymi, a mianowicie: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm oraz $b=15,25$ mm, to wówczas po podstawieniu do wzoru (1) otrzymuje się:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 17290 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,25^2} = 130,99 \text{ N/mm}^2 = 131 \text{ MPa} \quad (5)$$

2.3. Naprężenia w stanie ładownym wagonu o masie brutto 80 000 kg

Naprężenia w stanie ładownym wagonu o masie własnej 80 000 kg po podstawieniu danych liczbowych tzn.: $Q=F_{LAD}=90\,000$ N, $L_u=1120$ mm, $n=8$, $b=120$ mm oraz $h=16$ mm do wzoru (1) wynoszą:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 90000 \cdot 1120}{2 \cdot 8 \cdot 120 \cdot 16^2} = 615 \text{ N/mm}^2 = 615 \text{ MPa} \quad (6)$$

Jeśli wziąć pod uwagę przypadek resoru nowego ze skrajnymi odchyłkami wykonawczymi, a mianowicie: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm oraz $b=15,8$ mm, to wówczas po podstawieniu do wzoru (1) otrzymuje się:

If it is taken into consideration the case of a new spring with extreme operating deviations, namely: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm and $b=15,25$ mm, then after inserting into formula (1) it is obtained

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 90000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,25^2} = 681,89 \text{ N/mm}^2 = 681,89 \text{ MPa} \quad (8)$$

2.4. Stresses in the spring in load state of wagon during dynamic operation (fatigue) with surplus of ± 30 %

Stresses in the load state of wagon with mass of 80.000 kg during dynamic operation after inserting the numerical data i.e.: $Q=F_{PR}=1,3 \cdot 90\ 000=117\ 000$ N, $L_u=1120$ mm, $n=8$, $b=120$ mm and $h=16$ mm into formula (1) are:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 117000 \cdot 1120}{2 \cdot 8 \cdot 120 \cdot 16^2} = 799,8 \text{ N/mm}^2 = 799 \text{ MPa} \quad (9)$$

Stresses in the load state of wagon with mass of 80.000 kg during dynamic operation after inserting the numerical data i.e.: $Q=F_{PR}=0,7 \cdot 90.000=63.000$ N, $L_u=1120$ mm, $n=8$, $b=120$ mm and $h=16$ mm into formula (1) are:

$$\sigma_{DYNMIN} = \frac{3 \cdot 63000 \cdot 1120}{2 \cdot 8 \cdot 120 \cdot 16^2} = 430,66 \text{ N/mm}^2 = 430,66 \text{ MPa} \quad (10)$$

From the formula (9) and (10) the amplitude of the fatigue cycle is as follows:

$$\Delta\sigma = 0,5(\sigma_{DYNMAX} - \sigma_{DYNMIN}) = 184,17 \text{ N/mm}^2 = 184,17 \text{ MPa} \quad (11)$$

The double amplitude of the fatigue cycle resulting from the formula (9) and (10) is respectively:

$$2\Delta\sigma = \sigma_{MAX} - \sigma_{MIN} = 368,34 \text{ N/mm}^2 = 368,34 \text{ MPa} \quad (12)$$

The average stress of fatigue cycle is respectively:

$$\sigma_m = 0,5(\sigma_{MAXDYN} + \sigma_{DYNMIN}) = 0,5(430,66 + 799) = 614,83 \text{ N/mm}^2 = 614,83 \text{ MPa} \quad (13)$$

This value corresponds to the one obtained from the formula (6).

If it is taken into consideration the case of a new spring with extreme operating deviations, namely: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm and $b=15,8$ mm, then after inserting into formula (1) it is obtained:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 117000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,8^2} = 825 \text{ N/mm}^2 = 825 \text{ MPa} \quad (14)$$

Stresses in the load state of wagon after inserting the numerical data i.e.: $Q=F_{PR}=0,7 \cdot 90.000=63.000$ N, $L_u=1123$ mm, $n=8$, $b=119,5$ mm and $h=15,8$ mm after inserting into formula (1) it is obtained:

$$\sigma_{DYNMIN} = \frac{3 \cdot 63000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,8^2} = 444,67 \text{ N/mm}^2 = 444,67 \text{ MPa} \quad (15)$$

From the formula (14) and (15) the amplitude of the fatigue cycle is as follows:

$$\Delta\sigma = 0,5(\sigma_{DYNMAX} - \sigma_{DYNMIN}) = 190,165 \text{ N/mm}^2 = 190,165 \text{ MPa} \quad (16)$$

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 90000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,8^2} = 635 \text{ N/mm}^2 = 635 \text{ MPa} \quad (7)$$

Jeśli wziąć po uwagę przypadek resoru eksploatawanego ze skrajnymi odchyłkami wykonawczymi, a mianowicie: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm oraz $b=15,25$ mm, to wówczas po podstawieniu do wzoru (1) otrzymuje się:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 90000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,25^2} = 681,89 \text{ N/mm}^2 = 681,89 \text{ MPa} \quad (8)$$

2.4. Naprężenia w resorze w stanie ładownym wagonu podczas pracy dynamicznej (zmęczeniowej) z nadwyżką ± 30 %

Naprężenia w stanie ładownym wagonu o masie 80.000 kg podczas pracy dynamicznej po podstawieniu danych liczbowych tzn.: $Q=F_{PR}=1,3 \cdot 90\ 000=117\ 000$ N, $L_u=1120$ mm, $n=8$, $b=120$ mm oraz $h=16$ mm do wzoru (1) wynoszą:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 117000 \cdot 1120}{2 \cdot 8 \cdot 120 \cdot 16^2} = 799,8 \text{ N/mm}^2 = 799 \text{ MPa} \quad (9)$$

Naprężenia w stanie ładownym wagonu o masie 80.000 kg podczas pracy dynamicznej po podstawieniu danych liczbowych tzn.: $Q=F_{PR}=0,7 \cdot 90.000=63.000$ N, $L_u=1120$ mm, $n=8$, $b=120$ mm oraz $h=16$ mm do wzoru (1) wynoszą:

$$\sigma_{DYNMIN} = \frac{3 \cdot 63000 \cdot 1120}{2 \cdot 8 \cdot 120 \cdot 16^2} = 430,66 \text{ N/mm}^2 = 430,66 \text{ MPa} \quad (10)$$

Z wzoru (9) oraz (10) wynika amplituda cyklu zmęczeniowego, wynosząca:

$$\Delta\sigma = 0,5(\sigma_{DYNMAX} - \sigma_{DYNMIN}) = 184,17 \text{ N/mm}^2 = 184,17 \text{ MPa} \quad (11)$$

Podwójna amplituda cyklu zmęczeniowego wynikająca z w wzoru (9) oraz (10) wynosi odpowiednio:

$$2\Delta\sigma = \sigma_{MAX} - \sigma_{MIN} = 368,34 \text{ N/mm}^2 = 368,34 \text{ MPa} \quad (12)$$

Naprężenie średnie cyklu zmęczeniowego wynosi odpowiednio:

$$\sigma_m = 0,5(\sigma_{MAXDYN} + \sigma_{DYNMIN}) = 0,5(430,66 + 799) = 614,83 \text{ N/mm}^2 = 614,83 \text{ MPa} \quad (13)$$

Wartość ta odpowiada otrzymanej ze wzoru (6).

Jeśli wziąć pod uwagę przypadek resoru nowego ze skrajnymi odchyłkami wykonawczymi, a mianowicie: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm oraz $b=15,8$ mm, to wówczas po podstawieniu do wzoru (1) otrzymuje się:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 117000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,8^2} = 825 \text{ N/mm}^2 = 825 \text{ MPa} \quad (14)$$

ni danych liczbowych tzn. $Q=F_{PR}=0,7 \cdot 90.000=63.000$ N, $L_u=1123$ mm, $n=8$, $b=119,5$ mm oraz $h=15,8$ mm po podstawieniu do wzoru (1) wynoszą:

$$\sigma_{DYNMIN} = \frac{3 \cdot 63000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,8^2} = 444,67 \text{ N/mm}^2 = 444,67 \text{ MPa} \quad (15)$$

Z wzoru (14) oraz (15) wynika amplituda cyklu zmęczeniowego wynosząca:

The average stress of fatigue cycle is respectively:

$$2\Delta\sigma = \sigma_{DYNMAX} - \sigma_{DYNMIN} = 380,33 \text{ N/mm}^2 = 380,33 \text{ MPa} \quad (17)$$

The average stress of fatigue cycle is respectively:

$$\sigma_m = 0,5(\sigma_{MAXDYN} + \sigma_{DYNMIN}) = 0,5(447,65 + 825) = 636,85 \text{ N/mm}^2 = 614,83 \text{ MPa} \quad (18)$$

If it is taken into consideration the case of a new spring with extreme operating deviations, namely: $L_u = 1123 \text{ mm}$, $b = 119,5 \text{ mm}$ and $b = 15,25 \text{ mm}$, then after inserting into formula (1) it is obtained:

If it is taken into consideration the case of a new spring with extreme operating deviations, namely: $L_u = 1123 \text{ mm}$, $b = 119,5 \text{ mm}$ and $b = 15,25 \text{ mm}$, then after inserting into formula (1) it is obtained:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 117000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,25^2} = 886,46 \text{ N/mm}^2 = 886,46 \text{ MPa} \quad (19)$$

Stresses in the load state of wagon with mass of 80.000 kg during dynamic operation after inserting the numerical data i.e.: $Q = F_{PR} = 0,7 \cdot 90\,000 = 63\,000 \text{ N}$, $L_u = 1123 \text{ mm}$, $n = 8$, $b = 119,5 \text{ mm}$ and $h = 15,25 \text{ mm}$ after inserting into formula (1) are:

$$\sigma_{DYNMIN} = \frac{3 \cdot 63000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,25^2} = 477,32 \text{ N/mm}^2 = 477,32 \text{ MPa} \quad (20)$$

From the formula (19) and (20) the amplitude of the fatigue cycle is:

$$\Delta\sigma = 0,5(\sigma_{DYNMAX} - \sigma_{DYNMIN}) = 204,57 \text{ N/mm}^2 = 204,57 \text{ MPa} \quad (21)$$

The double amplitude of the fatigue cycle resulting from the formula (20) and (21) is respectively:

$$2\Delta\sigma = \sigma_{DYNMAX} - \sigma_{DYNMIN} = 409,14 \text{ N/mm}^2 = 409,14 \text{ MPa} \quad (22)$$

The average stress of fatigue cycle is respectively:

$$\sigma_m = 0,5(\sigma_{MAXDYN} + \sigma_{DYNMIN}) = 0,5(477,32 + 886,46) = 681,89 \text{ N/mm}^2 = 681,89 \text{ MPa} \quad (23)$$

2.5. Stresses in the spring in load state of wagon during dynamic operation with maximum dynamic surplus of 50 %

Stresses in the load state of wagon after inserting the numerical data i.e.: $Q = F_{PR} = 134.000 \text{ N}$, $L_u = 1120 \text{ mm}$, $n = 8$, $b = 120 \text{ mm}$ and $h = 16 \text{ mm}$ after inserting into formula (1) are:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 134000 \cdot 1120}{2 \cdot 8 \cdot 120 \cdot 16^2} = 916 \text{ N/mm}^2 = 916 \text{ MPa} \quad (24)$$

If it is taken into consideration the case of a new spring with extreme operating deviations, namely: $L_u = 1123 \text{ mm}$, $b = 119,5 \text{ mm}$ and $b = 15,8 \text{ mm}$, then after inserting into formula (1) it is obtained:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 134000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,8^2} = 945,89 \text{ N/mm}^2 = 945,89 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$\Delta\sigma = 0,5(\sigma_{DYNMAX} - \sigma_{DYNMIN}) = 190,165 \text{ N/mm}^2 = 190,165 \text{ MPa} \quad (16)$$

Podwójna amplituda cyklu zmęczeniowego wynikająca z wzoru (11) oraz (12) wynosi odpowiednio:

$$2\Delta\sigma = \sigma_{DYNMAX} - \sigma_{DYNMIN} = 380,33 \text{ N/mm}^2 = 380,33 \text{ MPa} \quad (17)$$

Naprężenie średnie cyklu zmęczeniowego wynosi odpowiednio:

$$\sigma_m = 0,5(\sigma_{MAXDYN} + \sigma_{DYNMIN}) = 0,5(447,65 + 825) = 636,85 \text{ N/mm}^2 = 614,83 \text{ MPa} \quad (18)$$

Jeśli wziąć po uwagę przypadek resoru eksploatawanego ze skrajnymi odchyłkami wykonawczymi, a mianowicie: $L_u = 1123 \text{ mm}$, $b = 119,5 \text{ mm}$ oraz $b = 15,25 \text{ mm}$, to wówczas po podstawieniu do wzoru (1) otrzymuje się:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 117000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,25^2} = 886,46 \text{ N/mm}^2 = 886,46 \text{ MPa} \quad (19)$$

Naprężenia w stanie ładowym wagonu o masie 80.000 kg w stanie pracy dynamicznej po podstawieniu danych liczbowych tzn.: $Q = F_{PR} = 0,7 \cdot 90\,000 = 63\,000 \text{ N}$, $L_u = 1123 \text{ mm}$, $n = 8$, $b = 119,5 \text{ mm}$ oraz $h = 15,25 \text{ mm}$ po podstawieniu do wzoru (1) wynoszą:

$$\sigma_{DYNMIN} = \frac{3 \cdot 63000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,25^2} = 477,32 \text{ N/mm}^2 = 477,32 \text{ MPa} \quad (20)$$

Ze wzoru (19) oraz (20) wynika amplituda cyklu zmęczeniowego:

$$\Delta\sigma = 0,5(\sigma_{DYNMAX} - \sigma_{DYNMIN}) = 204,57 \text{ N/mm}^2 = 204,57 \text{ MPa} \quad (21)$$

Podwójna amplituda cyklu zmęczeniowego wynikająca ze wzoru (20) oraz (21) wynosi odpowiednio:

$$2\Delta\sigma = \sigma_{DYNMAX} - \sigma_{DYNMIN} = 409,14 \text{ N/mm}^2 = 409,14 \text{ MPa} \quad (22)$$

Naprężenie średnie cyklu zmęczeniowego wynosi odpowiednio:

$$\sigma_m = 0,5(\sigma_{MAXDYN} + \sigma_{DYNMIN}) = 0,5(477,32 + 886,46) = 681,89 \text{ N/mm}^2 = 681,89 \text{ MPa} \quad (23)$$

2.5. Naprężenia w resorze w stanie ładowym wagonu podczas pracy dynamicznej z maksymalną nadwyżką dynamiczną 50 %

Naprężenia w stanie ładowym wagonu po podstawieniu danych liczbowych tzn.: $Q = F_{PR} = 134.000 \text{ N}$, $L_u = 1120 \text{ mm}$, $n = 8$, $b = 120 \text{ mm}$ oraz $h = 16 \text{ mm}$, po podstawieniu do wzoru (1) wynoszą:

Jeśli wziąć pod uwagę przypadek resoru nowego ze skrajnymi odchyłkami wykonawczymi, a mianowicie: $L_u = 1123 \text{ mm}$, $b = 119,5 \text{ mm}$ oraz $b = 15,8 \text{ mm}$, to wówczas po podstawieniu do wzoru (1) otrzymuje się:

If it is taken into consideration the case of an operated spring, namely: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm and $b=15,25$ mm, then after inserting into formula (1) it is obtained:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 134000 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,25^2} = 1015,26 N / mm^2 = 1015,26 MPa \quad (26)$$

2.6. Stresses in the spring in load state of wagon during dynamic operation with maximum dynamic surplus of 60 %

Stresses in the load state of wagon after inserting the numerical data i.e. $Q=F_{PR}=141.900$ N, $L_u=1120$ mm, $n=8$, $b=120$ mm and $h=16$ mm after inserting into formula (1) are:

$$\sigma_n = \frac{3 \cdot 141900 \cdot 1120}{2 \cdot 8 \cdot 120 \cdot 16^2} = 974,73 N / mm^2 = 970,01 MPa \quad (27)$$

If it is taken into consideration the case of a new spring with extreme operating deviations, namely: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm and $b=15,8$ mm, then after inserting into formula (1) it is obtained:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 141900 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,8^2} = 1001,57 N / mm^2 = 1001,57 MPa \quad (28)$$

If it is taken into consideration the case of an operated spring with extreme operating deviations, namely: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm and $b=15,25$ mm, then after inserting into formula (1) it is obtained:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 141900 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,25^2} = 1075,11 N / mm^2 = 1075,11 MPa \quad (29)$$

The stress levels in the individual states, i.e. for empty, load, dynamic operation corresponding to the dynamic fatigue cycle and maximum dynamic surges, as well as for three cases of spring maintenance i.e. for new state, new state with maximum spread of operating deviations, and spring with worn leaves are collected in Table 1.

Thus, it is taken into consideration the assumed yield point $Re = 1180$ MPa according to [9], the level of stresses in the leaf spring is high.

As results from Table 1, the level of stresses at the maximum dynamic surplus corresponding to the nominal clearance of 80 mm (on the bumper) is 1080.34 MPa for the spring with maximum wear of leaves. The railway administrations assuming this thickness assumed that the maximum stress value cannot exceed 1079 MPa (the minimum yield point determined in accordance with UIC 820 [6]). The value obtained from the calculations corresponds to one calculated from the formula (29). If the height on the bumper is the maximum permissible value of 86 mm, then the value of force F_m , which is not applied at the stand, but in fact increases the permissible dynamic surplus, is in accordance with the formula in [1]:

$$F_{DYN} = 17,290 + \frac{1}{0,642} \cdot 86 = 151,24 kN \quad (30)$$

Jeśli wziąć po uwagę przypadek resoru eksploatawanego, a mianowicie: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm oraz $b=15,25$ mm, to wówczas po podstawieniu do wzoru (1) otrzymuje się:

2.6. Naprężenia w resorze w stanie ładownym wagonu podczas pracy dynamicznej z maksymalną nadwyżką dynamiczną 60 %

Naprężenia w stanie ładownym wagonu po podstawieniu danych liczbowych tzn. $Q=F_{PR}=141.900$ N, $L_u=1120$ mm, $n=8$, $b=120$ mm oraz $h=16$ mm po podstawieniu do wzoru (1) wynoszą:

Jeśli wziąć pod uwagę przypadek resoru nowego ze skrajnymi odchyłkami wykonawczymi, a mianowicie: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm oraz $b=15,8$ mm, to wówczas po podstawieniu do wzoru (1) otrzymuje się:

Jeśli wziąć po uwagę przypadek resoru eksploatawanego ze skrajnymi odchyłkami wykonawczymi, a mianowicie: $L_u=1123$ mm, $b=119,5$ mm oraz $b=15,25$ mm, to wówczas po podstawieniu do wzoru (1) otrzymuje się:

Poziom naprężeń w poszczególnych w poszczególnych stanach, tzn. dla stanu próżnego, ładownego, pracy dynamicznej odpowiadającej cyklowi zmęczeniu oraz maksymalnej nadwyżki dynamicznej jak również oraz dla trzech przypadków utrzymania resoru tzn. dla stanu nowego, stanu nowego z maksymalnym rozrzutem odchyłek wykonawczych oraz dla resoru ze zużyтыми piórami zebrano w tablicy 1.

Tak więc, biorąc pod uwagę przyjętą granicę plastyczności $R_e=1180$ MPa wg [9], poziom naprężeń w resorze piórowym jest wysoki.

Jak wynika z tablicy 1 poziom naprężeń przy maksymalnej nadwyżce dynamicznej odpowiadającej luzowi nominalnemu 80 mm (na odbijaku) wynosi 1080,34 MPa dla resoru z maksymalnym zużyciem piór. Przy założeniu tej grubości przez zarządy kolejowe wychodzono z założenia, że maksymalna wartość naprężenia nie może przekraczać 1079 MPa (minimalna granica plastyczności określona wg karty UIC 820 [6]). Wartość, którą otrzymano z obliczeń odpowiada wyliczonej ze wzoru (29). Jeśliby uwzględnić, że wysokość na odbijaku przyjmuje maksymalną dopuszczalną wartość wynoszącą 86 mm wówczas wartość siły F_m , która nie jest przykładana na stanowisku, ale faktycznie zwiększa dopuszczalną nadwyżkę dynamiczną wynosi zgodnie ze wzorem wg [1]:

Poziom naprężeń dla poszczególnych stanów pracy oraz stanu technicznego resoru/Level of stresses for the individual states of operation and the technical state of spring
Tablica 1/Table 1

L.p./ No	Stan pracy/Operation state	Naprężenia w resorze w stanie nowym w [MPa]/ Stresses in spring in new state in [MPa]	Naprężenia w resorze w stanie nowym na skrajnych odchyłkach wykonawczych w [MPa]/ Stresses in spring in new state in extreme operating deviations in [MPa]	Naprężenia w resorze eksploatowanym na skrajnych odchyłkach wykonawczych [MPa]/ Stresses in operated spring in extreme operating deviations in [MPa]	
1.	Stan próżny/ Empty state	118	122	131	
2.	Stan ładowny/ Load state	615	635	681,89	
3.	Stan pracy zmęczeniowej/ State of fatigue operation	max./max.	799	825	886,46
		min./min.	430,66	444,67	477,32
		średnie/average	615	636,32	681,89
		amplituda/amplitude	184,17	190,165	204,57
4.	Stan z maksymalną nadwyżką dynamiczną przy luzie na odbijaku +74 mm/ State with maximum dynamic surplus at bumper clearance +74 mm	916	945,89	1015,26	
5.	Stan z maksymalną nadwyżką dynamiczną przy luzie na odbijaku +80 mm/ State with maximum dynamic surplus at bumper clearance +80 mm	970,01	1001,57	1075,11	

Due to this, the stresses may increase according to formula (1) to:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 151240 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,25^2} = N / mm^2 = 1145,88 MPa. \quad (31)$$

If the minimum permissible thickness of leaves was increased according to the Dutch railway NS criterion then the spring stresses for this force would be:

$$\sigma_{DYNMAX} = \frac{3 \cdot 151240 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 15,4^2} = 1123,66 N / mm^2 = 1123,66 MPa. \quad (32)$$

In this case the stresses already exceed the permissible stresses resulting from the yield point $R_e = 1079$ MPa. In order to obtain the exact value of stresses that do not exceed the contractual value $R_e = 1079$ MPa, h_{min} should be in accordance with the relation of the transformed formula (1):

$$h_{min} = \sqrt{\frac{3 \cdot F_m \cdot L_u}{2 \cdot n \cdot b \cdot \sigma}}. \quad (33)$$

After inserting the value $F_m = 151\,940$ N and $L_u = 1123$ mm, $n = 8$, $b = 119,5$ mm and $\sigma = 1079$ N/mm² it is obtained:

$$h_{min} = \sqrt{\frac{3 \cdot 151240 \cdot 1123}{2 \cdot 8 \cdot 119,5 \cdot 1079}} = 15,71 mm. \quad (34)$$

Materials used to produce the springs

Permissible stresses result from the materials used in the production of springs. The strength properties of individual steels used for the production of spring leaves (according to UIC 820 [6]) are presented in Table 2.

W związku z tym naprężenia mogą wzrosnąć zgodnie ze wzorem (1) do:

Gdyby zwiększyć wartość minimalnej dopuszczalnej grubości piór zgodnie z kryterium kolei holenderskich NS to wówczas naprężenia w resorze dla tej siły wynoszą:

W takim przypadku naprężenia już przekraczają naprężenia dopuszczalne wynikające z granicy plastyczności $R_e = 1079$ MPa.

Aby otrzymać dokładną wartość naprężeń, które nie przekraczają umownej wartości $R_e = 1079$ MPa, to h_{min} powinno wynosić zgodnie z zależnością z przekształconego wzoru (1):

Po podstawieniu wartości $F_m = 151\,940$ N oraz $L_u = 1123$ mm, $n = 8$, $b = 119,5$ mm oraz $\sigma = 1079$ N/mm² otrzymuje się:

Materiały użyte do produkcji resorów

Dopuszczalne naprężenia wynikają z materiałów użytych do produkcji resorów. Właściwości wytrzymałościowe poszczególnych stali stosowanych do produkcji piór resorowych (wg karty UIC 820 [6]) są przedstawione w tablicy 2.

Zestawienie własności wytrzymałościowych stali używanych do produkcji piór resorowych /
List of strength properties of steels used for the production of spring leaves Tablica 2/Table 2

L.p./No	Gatunek stali/ Grade of steel	Granica plastyczności R_e [MPa]/ Yield point R_e [MPa]	Granica wytrzymałości na rozciąganie R_m [MPa]/ Yield point of tension R_m [MPa]	Wydłużenie względne A_5 [%]/ Unit elongation A_5 [%]	Wytrzymałość zmęczeniowa w cyklu wahadłowym σ_{wb} [MPa]/ Fatigue strength in pendular cycle σ_{wb} [MPa]	Wytrzymałość zmęczeniowa w cyklu wahadłowym τ_{wb} [Mpa]/ Fatigue strength in pendular cycle τ_{wb} [Mpa]	Uwagi/Comments
1.	38Si6	105÷115	120÷140	7	55÷65	35÷40	*
2.	46Si7	110÷125	130÷150	6	60÷70	38÷43	*
3.	55Si7	110÷125	130÷150	6	62÷72	40÷47	*
4.	65Si7	115÷130	135÷150	6	70÷80	45÷50	*
5.	50CrV4	120÷135	135÷170	6	75÷85	48÷53	*

* wytrzymałość zmęczeniowa w cyklu wahadłowym obowiązuje dla próbek w stanie polerowanym; dla próbek z naskórkiem walcowniczym jest ona mniejsza o 50 do 60%.

*fatigue strength in the pendular cycle is valid for polished samples; for samples with rolling mill skin it is reduced by 50 to 60%.

According to the constructional documentation the leaves of spring are made of 55S2 steel, which can be compared with 55Si7 steel. Hence, it can be concluded that in such a case the yield point of spring can be exceeded at the maximum yield point.

The spring is strongly stressed during the fatigue operation with a dynamic surplus of $\pm 30\%$.

The criteria of fatigue operation for steel leaves with $R_m = 1400$ MPa and medium stress are presented according to [8] as follows:

- for single leaves having a grinding surface the amplitude $\Delta\sigma=400 \div 450$ MPa,
- for single leaves with rolling mill skin $\Delta\sigma=120 \div 200$ MPa,
- for leaf springs consisting of leaves with rolling mill skin and well greased $\Delta\sigma=100 \div 120$ MPa.

The analysis shows that the considered leaf spring is subjected to loads that may occur in the extreme exploitation cases (maximum wear of spring leaves, extreme operating deviations, increase of height between the spring hoop and the bumper on the sole-bar) and cause permanent spring deformations. Due to the above, the special care must be taken to maintain the leaves properly by maintaining their surface condition precisely, replacing the leaves to new ones when it is reached the boundary dimension of thickness (height) of leaf of minimum 15.5 mm. Proper maintenance of the surface of the leaves (no rust, impurities in the outside layer) increases the fatigue strength. The increased force $F_m = 151240$ N $\cong 152$ kN resulting from the maximum permissible distance between the spring hoop and the bumper on the sole-bar of the bogie of max. 86 mm causes stresses exceeding slightly the minimum yield point of $R_e = 1100$ MPa for the 55S2 steel at the extreme operating deviations of spring. Exceeding the yield point and increasing stresses does

Jak wynika z dokumentacji konstrukcyjnej pióra resoru są wykonane ze stali 55S2, którą można porównać ze stalą 55Si7. Stąd też można wnioskować, że w takim przypadku granica plastyczności resoru może być przekroczona przy maksymalnej granicy plastyczności.

Resor jest mocno wyteżony podczas pracy zmęczeniowej z nadwyżką dynamiczną $\pm 30\%$.

Kryteria pracy zmęczeniowej dla piór wykonanych ze stali o $R_m=1400$ MPa i naprężeniu średnim przedstawiają się zgodnie z [8] następująco:

- dla pojedynczych piór posiadających szlifowaną powierzchnię amplituda $\Delta\sigma=400 \div 450$ MPa,
- dla pojedynczych piór z naskórkiem walcowniczym $\Delta\sigma=120 \div 200$ MPa,
- dla resorów piórowych składających się z piór z naskórkiem walcowniczym i dobrze nasmarowanych $\Delta\sigma=100 \div 120$ MPa.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że rozpatrywany resor piórowy jest poddany obciążeniom, które mogą wystąpić w skrajnych przypadkach eksploatacyjnych (maksymalne zużycie piór resorowych, skrajne odchyłki wykonawcze, zwiększenie wysokości pomiędzy opaską resorową i odbijakiem na ostojnicy) i spowodować odkształcenia trwałe resoru. W związku z powyższym należy przykładać szczególną wagę do prawidłowego utrzymania piór, poprzez ich staranne utrzymanie stanu powierzchni, wymianę piór na nowe w przypadku osiągnięcia wymiaru kresowego grubości (wysokości) pióra wynoszącej min. 15,25 mm. Prawidłowe utrzymanie powierzchni piór (brak rdzy, zanieczyszczeń w warstwie wierzchniej) zwiększa ponadto wytrzymałość zmęczeniową. Zwiększona siła $F_m=151240$ N $\cong 152$ kN wynikająca z maksymalnej dopuszczalnej odległości pomiędzy opaską resoru i odbijakiem na ostojnicy wózka wynoszącej max. 86

not, however, cause the so-called "dropping of spring" (i.e. loss of height). Consequently, it can be assumed that if the strict guidelines in the repair regulations are followed, it can be expected a safe operation of the spring.

The carried out analysis suggests that the force $F_m=134$ kN is not the current acceptance criterion for leaf springs of this type used in 1XTa bogies. Due to the increase of the height between the spring hoop and the bumper from 74mm to 80mm fender (nominal condition) it is proposed to introduce the criterion $F_m = 142$ kN. The new acceptance criterion allows the actual reflection of the maximum dynamic forces that may occur in operation resulting from the dynamic surpluses.

3. PARAMETERS DISTRIBUTION OF 1XTa BOGIE SPRINGS

3.1. Spring deflections

The output data for carrying out the analysis are presented based on the data provided by one of the carriers. The presented statistical data are based on the studies of 17 573 repaired springs in accordance with WT [11] within four years. About 54,6 % of repaired springs show under the test load of 136 kN the smaller deflection than the required one by standard $86\pm 8\%$ (**79,1 ÷ 92,9 mm**).

The detailed data are as follows:

- **0,13 %** of springs show a deflection within **65,0÷68,5 mm (24 pieces)**,
- 3,37 % of springs show a deflection higher than 68,5 mm and less than or equal 72,0 mm (593 pieces),
- 19,6 % of springs show a deflection higher than 72,0 mm and less than or equal 75,5 mm (3447 pieces),
- 31,5 % of springs show a deflection higher than 75,5 or equal 79 mm (5544 pieces).

The remaining springs have normal deflections and so:

- 31,7 % of springs show a higher deflection: from 79,1 mm and less to 82,6 mm (5577 pieces),
- 11,65 % of springs show a higher deflection: from 82,6 mm to 86,1 mm (2049 pieces)
- 1,8% of springs show a higher deflection: from 86,1 mm to 89,6 mm (316 pieces)
- 0,13% of springs show a higher deflection: from 89,6 mm to 93 mm (23 pieces).

3.2. Susceptibility of springs

Tank wagons are operated on 1XTa bogies, which are equipped with leaf springs according to drawing 27R 070301-1-0. According to the constructional documentation the unit deflection (spring susceptibility) should be **0,642 mm/kN±8%**, that is **0,642±0,05136 mm/kN**.

The individual required susceptibilities are presented as follows:

mm powoduje powstanie naprężeń przekraczających nieznacznie minimalną granicę plastyczności $R_e=1100$ MPa dla stali 55S2 na skrajnych odchyłkach wykonawczych resoru. Przekroczenie granicy plastyczności oraz zwiększenie tym samym naprężeń nie powoduje jednak tzw. „siadania resoru” (czyli utraty wysokości). W związku z tym można wyjść z założenia, że jeśli będzie się przestrzegać ściśle wytycznych w przepisach naprawczych można spodziewać się bezpiecznej pracy resoru.

Z przeprowadzonej analizy wynika wniosek, że siła $F_m=134$ kN nie jest aktualnym kryterium odbiorczym dla resorów piórowych tego typu zastosowanych do wózków 1XTa. W związku ze zwiększeniem wysokości pomiędzy opaską resorową i odbijakiem z 74 mm do 80 mm (stan nominalny) proponuje się wprowadzenie kryterium $F_m=142$ kN. Nowe kryterium odbiorcze pozwala na faktyczne odzwierciedlenie maksymalnych sił dynamicznych, które mogą się pojawić w eksploatacji, wynikających z nadwyżek dynamicznych.

3. ROZKŁAD PARAMETRÓW RESORÓW WÓZKÓW 1XTA

3.1. Ugięcia resorów

Dane wyjściowe do przeprowadzenia analizy są przedstawione na podstawie danych, przekazanych przez jednego z przewoźników. Przedstawione dane statystyczne pochodzą z badań 17 573 naprawianych resorów zgodnie z WT [11] w ciągu czterech lat. Około 54,6 % resorów naprawianych wykazuje pod obciążeniem próbnym 136 kN ugięcie mniejsze od wymaganego normą $86\pm 8\%$ (**79,1 ÷ 92,9 mm**).

Dane szczegółowe przedstawiają się następująco:

- **0,13 %** resorów wykazuje ugięcie w granicach **65,0÷68,5 mm (24 sztuki)**,
- 3,37 % resorów wykazuje ugięcie większe od 68,5 mm i mniejsze lub równe 72,0 mm (593 sztuki),
- 19,6 % resorów wykazuje ugięcie większe od 72,0 mm i mniejsze lub równe 75,5 mm (3447 sztuki),
- 31,5 % resorów wykazuje ugięcie większe od 75,5 lub równe 79 mm (5544 sztuki).

Pozostałe resory mają prawidłowe ugięcia i tak:

- 31,7 % resorów wykazuje ugięcie większe: od 79,1 mm i mniejsze do 82,6 mm (5577 sztuki),
- 11,65 % resorów wykazuje ugięcie większe: od 82,6 mm do 86,1 mm (2049 sztuki)
- 1,8% resorów wykazuje ugięcie większe: od 86,1 mm do 89,6 mm (316 sztuk)
- 0,13% resorów wykazuje ugięcie większe: od 89,6 mm do 93 mm (23 sztuki).

3.2. Podatność resorów

Wagony cysterny są eksploatowane na wózkach 1XTa, które są wyposażone w resory piórowe wg rysunku 27R 070301-1-0. Zgodnie z dokumentacją konstrukcyjną ugięcie jednostkowe (podatność resoru)

- maximum susceptibility $c_{max}=0,6933 \text{ mm/kN}$,
- minimum susceptibility $c_{min}=0,5906 \text{ mm/kN}$,
- nominal susceptibility $c_{nom}=0,642 \text{ mm/kN}$.

Taking into consideration the above mentioned acceptable susceptibilities, the permissible deflection under the test load of **134 kN** according to drawing **27R 070301-1-0** presents as follows:

- $f_{MAX}=P_{MAX} \cdot c_{MAX}=134 \cdot 0,6933=92,9 \text{ mm}$,
- $f_{MIN}=P_{MAX} \cdot c_{MIN}=134 \cdot 0,5906=79,14 \text{ mm}$,
- $f_{NOM}=P_{MAX} \cdot c_{NOM}=134 \cdot 0,642=86,028 \text{ mm}$.

Assuming the test load of **134 kN** according to drawing **27R 070301-1-0** the following susceptibilities are obtained:

I Group:

- 0,13% of springs show the susceptibility in the range of $0,485 \div 0,511 \text{ mm/kN}$ (24 pieces)

II Group:

- 3,37% of springs show the susceptibility in the range of $0,511 \div 0,537 \text{ mm/kN}$ (593 pieces)

III Group:

- 19,6% of springs show the susceptibility in the range of $0,537 \div 0,563 \text{ mm/kN}$ (3447 pieces)

IV Grupa:

- 31,5% of springs show the susceptibility in the range from 0,563 or equal 0,589 mm/kN (5544 pieces).

V Group:

- 31,7% of springs show the susceptibility in the range from 0,590 or equal 0,616 mm/kN (5577 pieces)

VI Group:

- 11,65% of springs show the susceptibility in the range from 0,616 or equal 0,642 mm/kN (2049 pieces)

VII Group:

- 1,8% of springs show the susceptibility in the range from 0,642 or equal 0,668 mm/kN (316 pieces)

VIII Group:

- 0,13 % of springs show the susceptibility in the range from 0,668 or equal 0,694 mm/kN (23 pieces).

If it is assumed that $c_{MIN}=0,5906 \text{ mm/kN}$ is the lower acceptable susceptibility value then it can be found that:

- I group of springs: has the susceptibility differing by 17,88% to 13,48% from the minimum acceptable value (25,62% to 21,21% from the nominal value)
- II group of springs: has the susceptibility differing by 13,48% to 9,08 % from the minimum acceptable value (21,21% to 16,79% from the nominal value)
- III group of springs: has the susceptibility differing by 9,08 % to 4,67% from the minimum acceptable value (16,79% to 12,38% from the nominal value)

powinno wynosić **0,642 mm/kN \pm 8%**, czyli **0,642 \pm 0,05136 mm/kN**.

Poszczególne wymagane podatności przedstawiają się więc następująco:

- maksymalna podatność $c_{max}=0,6933 \text{ mm/kN}$,
- minimalna podatność $c_{min}=0,5906 \text{ mm/kN}$,
- nominalna podatność $c_{nom}=0,642 \text{ mm/kN}$.

Wychodząc z ww. dopuszczalnych podatności, dopuszczalne ugięcie pod obciążeniem próbnym **134 kN** zgodnie z rysunkiem **27R 070301-1-0** przedstawia się następująco:

- $f_{MAX}=P_{MAX} \cdot c_{MAX}=134 \cdot 0,6933=92,9 \text{ mm}$,
- $f_{MIN}=P_{MAX} \cdot c_{MIN}=134 \cdot 0,5906=79,14 \text{ mm}$,
- $f_{NOM}=P_{MAX} \cdot c_{NOM}=134 \cdot 0,642=86,028 \text{ mm}$.

Przyjmując obciążenie próbne o wielkości **134 kN** zgodnie z rysunkiem **27R 070301-1-0** otrzymuje się następujące podatności:

I Grupa:

- 0,13% resorów wykazuje podatność w granicach $0,485 \div 0,511 \text{ mm/kN}$ (24 sztuki)

II Grupa:

- 3,37% resorów wykazuje podatność w granicach $0,511 \div 0,537 \text{ mm/kN}$ (593 sztuki)

III Grupa:

- 19,6% resorów wykazuje podatność w granicach $0,537 \div 0,563 \text{ mm/kN}$ (3447 sztuk)

IV Grupa:

- 31,5% resorów wykazuje podatność w granicach od 0,563 lub równe 0,589 mm/kN (5544 sztuki).

V Grupa:

- 31,7% resorów wykazuje podatność w granicach od 0,590 lub równe 0,616 mm/kN (5577 sztuk)

VI Grupa:

- 11,65% resorów wykazuje podatność w granicach od 0,616 lub równe 0,642 mm/kN (2049 sztuk)

VII Grupa:

- 1,8% resorów wykazuje podatność w granicach od 0,642 lub równa 0,668 mm/kN (316 sztuk)

VIII Grupa:

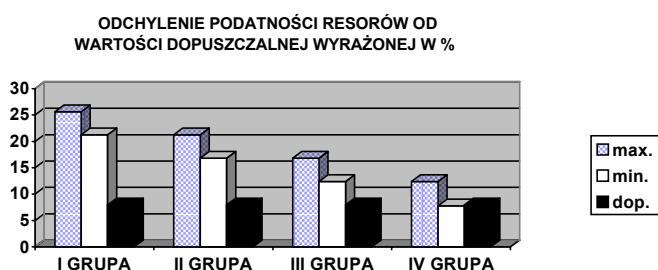
- 0,13 % resorów wykazuje podatność w granicach od 0,668 lub równa 0,694 mm/kN (23 sztuki).

Jeśli przyjąć, że $c_{MIN}=0,5906 \text{ mm/kN}$ jest dolną dopuszczalną wartością podatności to wówczas można stwierdzić, że:

- I grupa resorów: posiada podatność różniącą się o 17,88% do 13,48% od minimalnej wartości dopuszczalnej (25,62% do 21,21% od wartości nominalnej)
- II grupa resorów: posiada podatność różniącą się o 13,48% do 9,08 % od minimalnej wartości dopuszczalnej (21,21% do 16,79% od wartości nominalnej)

- IV group of springs: has the susceptibility differing maximally 4,67% from the minimum acceptable value (12,38%÷7,81% from the nominal value).
- V group of springs: has a susceptibility within the permissible range of susceptibility 0,5906÷0,6933 mm/kN and differs 7,81÷3,75% from the nominal value.
- VI group of springs: has a susceptibility within the permissible range of susceptibility 0,5906÷0,6933 mm/kN and differs 3,75÷0,3% from the nominal value
- VII group of springs: has a susceptibility within the permissible range of susceptibility 0,5906÷0,6933 mm/ kN and differs from the nominal value 0,3÷4,37%,
- VIII group of springs: has a susceptibility within the permissible range of susceptibility 0,5906÷0,6933 mm/ kN and differs from the nominal value 4,37÷8%.

The structure of individual groups of springs (numbered from I to IV) due to their susceptibility and number of pieces is presented in Fig.1 and Fig.2 Group IV includes the largest group of springs of 5544 pieces of 9608 springs having the value of susceptibility beyond the permissible range. This represents 57.70% of all springs subjected to test and this analysis. Group IV and Group III represent 8991 pieces of 9608 springs having the value of susceptibility beyond the permissible range. This represents 93.57% of all springs subjected to test and this analysis. From this it results that the special attention should be paid to these two groups as the largest and having the least deviation from the acceptable range of susceptibility. From the current operation carried out by the user it has resulted that the qualification of springs beyond the required criterion of susceptibility did not cause any difficulties while riding. It cannot be concluded that operational experiences would signal any danger of safety of riding.

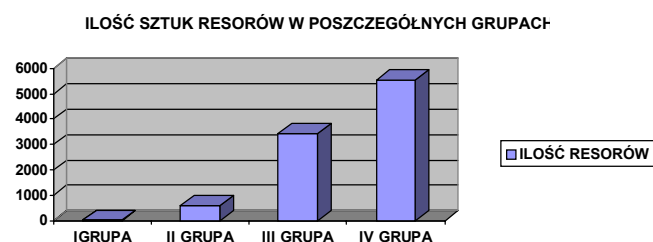


Rys. 1. Wykres zależności odchyłek podatności od minimalnej wartości dopuszczalnej dla poszczególnych grup od I do IV
 Fig. 1. Graph of dependence of susceptibility deviations from minimum permissible value for individual groups from I to IV

The graph presented in Fig. 1 with taking into account all groups of springs i.e. from I to VIII takes the form presented in Fig. 3.

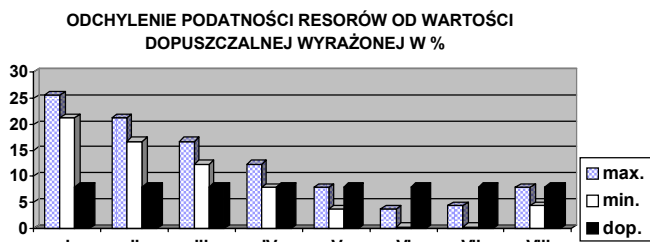
- III grupa resorów: posiada podatność różniącą się o 9,08 % do 4,67% od minimalnej wartości dopuszczalnej (16,79% do 12,38% od nominalnej wartości)
- IV grupa resorów: posiada podatność różniącą się max. 4,67% od minimalnej wartości dopuszczalnej (12,38%÷7,81% od nominalnej wartości).
- V grupa resorów: posiada podatność mieszczącą się w dopuszczalnym zakresie podatności 0,5906÷0,6933 mm/kN i różni się 7,81÷3,75% od nominalnej wartości.
- VI grupa resorów: posiada podatność mieszczącą się w dopuszczalnym zakresie podatności 0,5906÷0,6933 mm/kN i różni się 3,75÷0,3% od nominalnej wartości
- VII grupa resorów: posiada podatność mieszczącą się w dopuszczalnym zakresie podatności 0,5906÷0,6933 mm/ kN i różni się od nominalnej wartości 0,3÷4,37%,
- VIII grupa resorów: posiada podatność mieszczącą się w dopuszczalnym zakresie podatności 0,5906÷0,6933 mm/ kN i różni się do nominalnej wartości 4,37÷8%.

Struktura poszczególnych grup resorów (numerowanych od I do IV) ze względu na podatność oraz ilość sztuk jest przedstawiona odpowiednio na rys.1 oraz rys.2. Grupa IV obejmuje najliczniejszą grupę resorów wynoszącą 5544 sztuki z 9608 resorów wykazujących wartość podatności poza dopuszczalnym zakresem. Stanowi to 57,70% wszystkich resorów poddanych badaniu oraz niniejszej analizie. Grupa IV oraz grupa III stanowi 8991 sztuk z 9608 resorów wykazujących wartość podatności poza dopuszczalnym zakresem. Stanowi to 93,57% wszystkich resorów poddanych badaniu oraz niniejszej analizie. Wynika stąd wnioski, że powinna być zwrócona szczególna uwaga na te dwie grupy jako najliczniejsze oraz posiadające najmniejsze odchylenie od dopuszczalnego zakresu podatności. Z dotychczasowej eksploatacji przeprowadzonej przez użytkownika wynika, że kwalifikacja resorów poza wymaganym kryterium podatności nie powodowała żadnych utrudnień podczas jazdy. Nie można więc wyciągnąć wniosku, że doświadczenia eksploatacyjne sygnalizowałyby jakiegokolwiek zagrożenia bezpieczeństwa jazdy.



Rys. 2. Wykres ilości resorów (ilość sztuk) przypadająca w poszczególnych grupach od I do IV

Fig. 2. Graph of number of springs (number of pieces) for the individual groups from I to IV



Rys. 3. Wykres zależności odchyłek podatności od minimalnej wartości dopuszczalnej dla poszczególnych grup od I do VIII
Fig. 3. Graph of dependence of susceptibility deviations from minimum permissible value for individual groups from I to VIII

The graph presented in Fig. 2 with taking into account all groups of springs i.e. from I to VIII takes the form presented in Fig. 4.

3.3. Data of height of springs used in tank wagons used on 1XTa bogies

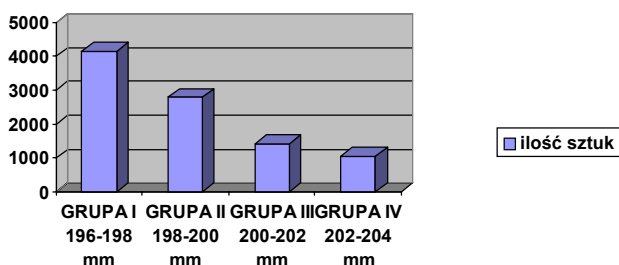
The height of the spring in the free state is 210^{+4} mm (measured as the distance between the lower edge of the hoop and the center of hole according to drawing 27R 070301-1-0). The repairer uses the criterion that results from the measurement of the substitute dimension, which results from the distance between the spring eyes with diameter of $\text{Ø}36^{+1}$ mm and the lower edge of the spring hoop. In this case the criterion is to 192^{+4} mm.

From the presented measuring analysis carrying out by the client it results that as many as 9419 pieces (53,59%) for the total volume of 17 573 pieces do not meet this criterion and thus:

- **group IA** of total number 4152 has a control height of $196 \div 198$ mm,
- **group IIB** of total number 2785 has a control height of $198,01 \div 200$ mm,
- **group IIIC** of total number 1429 has a control height of $200,01 \div 202$ mm,
- **group IVD** of total number 1053 has a control height of $202,01 \div 204$ mm.

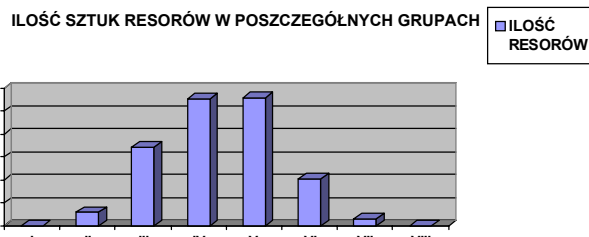
The quantitative structure for the individual groups is presented in Fig. 5.

SPECYFIKACJA RESORÓW NA GRUPY Z UWAGI NA WYSOKOŚĆ W STANIE SWOBODNYM



Rys. 5. Wykres ilości resorów (ilość sztuk) przypadająca w poszczególnych grupach (w zależności od wysokości poszczególnych resorów w stanie swobodnym)

Fig. 5. Graph of number of springs (number of pieces) for the individual groups (depending on the height of the individual springs in the free state)



Rys. 4. Wykres ilości resorów (ilość sztuk) przypadająca w poszczególnych grupach (z uwzględnieniem wszystkich grup od I do VIII)

Fig. 4. Graph of number of springs (number of pieces) for the individual groups (with taking into account all groups from I to VIII)

Wykres przedstawiony na rys. 1 przy uwzględnieniu wszystkich grup resorów tzn. od I do VIII przyjmuje postać jak przedstawiono na rys. 3.

Wykres przedstawiony na rys. 2 przy uwzględnieniu wszystkich grup resorów tzn. od I do VIII przyjmuje postać jak na rys. 4.

3.3. Dane wysokości resorów stosowanych w wagonach cysternach użytkowanych na wózkach 1XTa

Wysokość resoru w stanie swobodnym wynosi 210^{+4} mm (mierzona jako odległość pomiędzy dolną krawędzią opaski oraz środkiem ucha otworu zgodnie z rys. 27R 070301-1-0). Wykonujący naprawy posługuje się kryterium, które wynika z pomiaru wymiaru zastępczego, który wynika z odległości pomiędzy tworzącymi uch resorowych o średnicy $\text{Ø}36^{+1}$ mm oraz dolną krawędzią opaski resorowej. W takim przypadku kryterium to sprowadza się do 192^{+4} mm.

Z przedstawionej analizy pomiarowej dokonanej przez zlecającego wynika, że aż 9419 sztuk (53,59%) na ogólną ilość sztuk wynoszącą 17 573 sztuki nie spełnia tego kryterium i tak:

- **grupa IA** o łącznej ilości 4152 wykazuje wysokość kontrolną wynoszącą $196 \div 198$ mm,
- **grupa IIB** o łącznej ilości 2785 wykazuje wysokość kontrolną wynoszącą $198,01 \div 200$ mm,
- **grupa IIIC** o łącznej ilości 1429 wykazuje wysokość kontrolną wynoszącą $200,01 \div 202$ mm,
- **grupa IVD** o łącznej ilości 1053 wykazuje wysokość kontrolną wynoszącą $202,01 \div 204$ mm.

Struktura ilościowa dla poszczególnych grup jest przedstawiona na rys. 5.

Problem wszystkich resorów sprowadza się do odchylenia od wymaganej podatności, a więc występowanie resorów zbyt sztywnych i wysokich. Specyfikację resorów przedstawiono w tabelicy 3.

Specyfikację poszczególnych grup eksploatacyjnych zamieszczono na wykresie przedstawionym na rys. 6.

Zestawienie resorów w zależności wysokości od ugięcia oraz podatności/ List of springs depending on the height of deflection and susceptibility
Tablica 3/Table 3

L.p./ No	zakres wysokości [mm]/ range of height [mm]	zakres ugięć [mm]/ range of deflections [mm]	dopuszczalny zakres ugięć [mm]/ permissible range of deflections [mm]	zakres podatności [mm/kN]/ range of susceptibility [mm/kN]	dopuszczalny zakres podatności [mm/kN]/ permissible range of susceptibility [mm/kN]	ilość sztuk/ numer of pieces
1.	196÷198	65÷68,5	79,1÷92,9	0,485÷0,5111	0,5906÷0,6933	3
2.	198÷200	65÷68,5	79,1÷92,9	0,485÷0,5111	0,5906÷0,6933	5
3.	200÷202	65÷68,5	79,1÷92,9	0,485÷0,5111	0,5906÷0,6933	4
4.	202÷204	65÷68,5	79,1÷92,9	0,485÷0,5111	0,5906÷0,6933	1
Łączna ilość sztuk w grupie I/ Total number of pieces in group I						13
5.	196÷198	68,5÷72	79,1÷92,9	0,5111÷0,5373	0,5906÷0,6933	183
6.	198÷200	68,5÷72	79,1÷92,9	0,5111÷0,5373	0,5906÷0,6933	90
7.	200÷202	68,5÷72	79,1÷92,9	0,5111÷0,5373	0,5906÷0,6933	27
8.	202÷204	68,5÷72	79,1÷92,9	0,5111÷0,5373	0,5906÷0,6933	17
Łączna ilość sztuk w grupie II/ Total number of pieces in group II						317
9.	196÷198	72÷75,5	79,1÷92,9	0,5373÷0,5634	0,5906÷0,6933	1039
10.	198÷200	72÷75,5	79,1÷92,9	0,5373÷0,5634	0,5906÷0,6933	549
11.	200÷202	72÷75,5	79,1÷92,9	0,5373÷0,5634	0,5906÷0,6933	160
12.	202÷204	72÷75,5	79,1÷92,9	0,5373÷0,5634	0,5906÷0,6933	135
Łączna ilość sztuk w grupie III/ Total number of pieces in group III						1883
13.	196÷198	75,5÷79	79,1÷92,9	0,5634÷0,589	0,5906÷0,6933	1330
14.	198÷200	75,5÷79	79,1÷92,9	0,5634÷0,589	0,5906÷0,6933	929
15.	200÷202	75,5÷79	79,1÷92,9	0,5634÷0,589	0,5906÷0,6933	453
16.	202÷204	75,5÷79	79,1÷92,9	0,5634÷0,589	0,5906÷0,6933	271
Łączna ilość sztuk w grupie IV/ Total number of pieces in group IV						2983
Łączna ilość sztuk we wszystkich grupach od I do IV/ Total number of pieces in all groups from I to IV						5196

The problem of all springs comes down to the deviation from the required susceptibility, so that the springs are too rigid and high. Specification of springs is presented in Table 3.

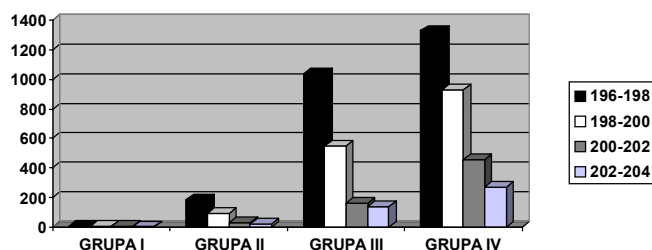
The specification of the individual operating groups is presented in the graph shown in Fig. 6.

As it can be seen from the specifications presented in Table 1 and in Fig. 6, the most numerous subgroup in the individual groups from I to IV are springs with height of 196 ÷ 198 mm, that is those that show the smallest exception to the required deflection arrow in free state and they are in total of 2555 pieces, which is 49.17%.

The number of springs in the individual height groups is as follows:

- with a height of 198÷200 mm is in total of 1573, which is 30,27% of the discussed population,
- with a height of 200÷202 mm is in total of 644, which is 12,39% of the discussed population,
- with a height of 202÷204 mm is in total of 424 pieces, which is 8,16% of the discussed population.

The quantitative structure depending on the height for springs showing the greater deviations of susceptibility from acceptable is presented in Fig. 7.

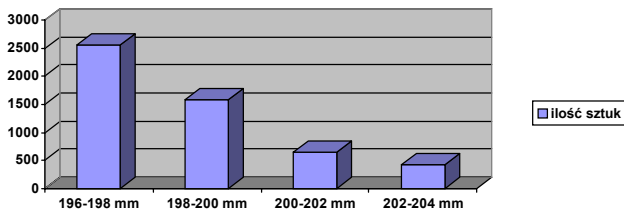


Rys. 6. Wykaz ilościowy poszczególnych grup resorów od I do IV
 Fig. 6. Quantitative list of individual groups of springs from I to IV

Jak widać ze specyfikacji przedstawionej w tabelicy 1 oraz na rys. 6 najliczniejszą podgrupę w poszczególnych grupach od I do IV stanowią resory o wysokości 196÷198 mm, a więc te które wykazują najmniejsze odstępstwo od wymaganej strzałki ugięcia w stanie swobodnym i wynoszą łącznie 2555 sztuk, co stanowi 49,17%.

Ilość resorów w poszczególnych grupach wysokości są następujące:

- o wysokości 198÷200 mm wynosi łącznie 1573, co stanowi 30,27% omawianej populacji,
- o wysokości 200÷202 mm wynosi łącznie 644, co stanowi 12,39% omawianej populacji,
- o wysokości 202÷204 mm wynoszą łącznie 424 sztuk, co stanowi 8,16% omawianej populacji.



Rys. 7. Wykres struktury ilościowej poszczególnych resorów o różnych wysokościach i o podatności wykraczającej poza dopuszczalną wg obowiązujących przepisów

Fig. 7. Graph of the quantitative structure of individual springs with different heights and with susceptibility that exceeds the permissible limit according to current regulations

4. CONCLUSIONS

As it can be seen from the presented analyses, the construction of spring of 1XTa bogies has a big effort, especially in load state, during fatigue operation (with an amplitude of $\pm 30\%$) during dynamic surplus of max. 50÷60%. Another problem, as it results from the operational practice, is the spread of susceptibility of springs, which already has a direct effect on safety of riding while passage in quasi-static conditions on the twisted tracks. These issues will be discussed in detail in the next study. The presented analysis show that the WT-2, part 4a-4c, OW-305 repair regulations [11] should be reviewed.

Strukturę ilościową w zależności od wysokości dla resorów wykazujących większe odchyłki podatności od dopuszczalnych jest przedstawiona na rys. 7.

4. WNIOSKI

Jak widać z przedstawionych analiz konstrukcja resoru wózków 1XTa jest bardzo wyłożona, zwłaszcza podczas pracy w stanie ładowym, pracy zmęczeniowej (z amplitudą $\pm 30\%$) podczas nadwyżki dynamicznej, wynoszącej max. 50÷60%. Kolejnym problemem, jak wynika z praktyki eksploatacyjnej, jest rozrzut podatności resorów, który ma już bezpośredni wpływ na bezpieczeństwo jazdy podczas przejazdu w warunkach quasi-stycznych przez tory wichrowate. Problematyka ta zostanie omówiona szczegółowo w następnym opracowaniu. Z przedstawionych analiz wynika, że przepisy naprawcze WT-2, cz.4a-4c, OW-305 [11] powinny zostać zweryfikowane.

5. BIBLIOGRAPHY

5. LITERATURA

- [1] Gross. S.: *Berechnung und Gestaltung von Metallfedern. Konstruktionsbücher. Springer-Verlag Berlin. Göttingen. Heidelberg. 1960. Dritte Auflage.*
- [2] Sobaś M: *Zawieszenia i układy biegowe pojazdów szynowych. Wydawnictwo IPS Tabor. 2014.*
- [3] Sobaś M: *Bezpieczeństwo jazdy wagonów towarowych wyposażonych w wózki 1XTa z resorami piórowymi. Pojazdy Szynowe 2/2017.*
- [4] Karta UIC 505-1: *Pojazdy kolejowe. Skrajnie pojazdów. 9-te wydanie z listopada 2003.*
- [5] Karta UIC 517: *Wagony towarowe. Części zawieszenia resorowego. Normalizacja. 6-te wydanie z 1.01.1979, nowy nakład z 1.01.1989 z 10-tą zmianą z 1.07.1997*
- [6] Karta UIC 820: *Warunki techniczne dla dostawy stali sprężynowej płaskiej dla resorów piórowych i sprężyn stożkowych. 6-te wydanie z grudnia 2003.*
- [7] Karta UIC 821: *Warunki techniczne dostawy resorów piórowych dla pojazdów. 6-te wydanie z listopada 2003.*
- [8] Raport ORE/ERRI B12/Rp14/D: *Vereinheitlichung der Güterwagen. Standard-Drehgestell. Bericht 14. Listopad 1967.*
- [9] Raport ORE/ERRI B12. Bericht Nr. 25: *Spezifische Federung der Trapezfedern. Utrecht. Wrzesień 1986 (2Ausgabe).*
- [10] PN-61/K-88181: *Tabor kolejowy. Wagony towarowe. Resory piórowe.*
- [11] WT-2 cz.4a-4c, OW305 : *Warunki techniczne kwalifikacji do naprawy, naprawy i odbioru po naprawie sprężyn nośnych wagonów towarowych.*