

Article citation info:

Witek M A, Gaska D, Łazarz B, Matyja T. Coil springs in passenger cars – general theoretical principles and structural requirements. The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji. 2016; 72(2): 141-158, <http://dx.doi.org/10.14669/AM.VOL72.ART9>

Sprężyny śrubowe w samochodach osobowych – ogólne podstawy teoretyczne i wymogi konstrukcyjne

**ADAM MAREK WITTEK¹, DAMIAN GAŚKA²,
BOGUSŁAW ŁAZARZ³, TOMASZ MATYJA⁴**

ThyssenKrupp Federn & Stabilisatoren GmbH
Silesian University of Technology, Faculty of Transport

Streszczenie

Główną rolą sprężyn, jak każdego rodzaju elementów sprężystych jest tłumienie wstrząsów wywołanych przez ruch tzw. mas nieresorowanych (kół, hamulców, elementów zawieszenia) po nierównej nawierzchni. Ma to zapewnić nie tylko komfort jazdy, ale też zabezpieczyć cały samochód przed uszkodzeniami. W artykule zaprezentowano podstawy obliczeń wytrzymałościowych sprężyn śrubowych stosowanych w zawieszeniach współczesnych samochodów osobowych. Nowoczesne rozwiązania technologiczne i konstrukcyjne w współczesnych pojazdach samochodowych są również widoczne w konstrukcji i produkcji sprężyn śrubowych. Prawidłowa konstrukcja i właściwy dobór parametrów sprężyn śrubowych wpływa na ich cechy wytrzymałościowe, ciężar, trwałość i niezawodność, a także na dobór odpowiednich metod produkcyjnych. Niewłaściwe przygotowanie modeli obliczeniowych z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych prowadzi w konsekwencji do błędnych wyników. Bardzo trudna jest interpretacja wyników i znalezienie błędu, szczególnie jeśli nie dysponujemy danymi porównawczymi (takimi jak wyniki testów zmęczenia lub wynikami analitycznych obliczeń wytrzymałościowych). Uwzględniono zarówno sprężyny o charakterystyce liniowej jak i progresywnej. Przeprowadzono kompleksowe obliczenia

tych sprężyn (analitycznie i z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych) w celu wykazania różnic i problemów występujących w procesie konstrukcyjnym. Właściwy dobór sprężyn, a więc również uwzględnienie parametrów wytrzymałościowych ma zasadniczy wpływ na poprawne działanie zawieszenia pojazdów samochodowych.

Słowa kluczowe: sprężyny śrubowe w samochodach osobowych, konstrukcja, metody obliczeniowe

1. Wstęp

Elementy sprężyste zawieszenia przenoszą na kadłub samochodu siły powodowane nierównościami nawierzchni, lecz same ulegają przy tym odkształceniom, gromadząc energię, która oddawana jest następnie w fazie rozprężania się sprężyn. W ten sposób każde ugięcie zawieszenia skutkuje całą serią pionowych wahań nadwozia, wygasających stopniowo z powodu tarcia występującego we wszystkich wzajemnie przemieszczających się elementach [1, 2, 3, 8, 9].

Wygaszające działanie tarcia jest jednak zbyt powolne dla utrzymania stabilności ruchu pojazdu i trwałego kontaktu jego kół z jezdnią, zwłaszcza przy większych prędkościach jazdy i bardziej nierównych nawierzchniach, gdy wspomniane drgania mogą być dodatkowo wzmacniane na zasadzie rezonansu. Szybkie i częste pionowe wahania nadwozia, a także jego kołysanie się wzdłużne i poprzeczne sprawiają, że ciała podróżnych poddawane są nieprzyjemnym i szkodliwym przyspieszeniom, a koła, okresowo odrywane od nawierzchni, przenoszą mniej skutecznie siły napędu, hamowania i kierowania pojazdem.

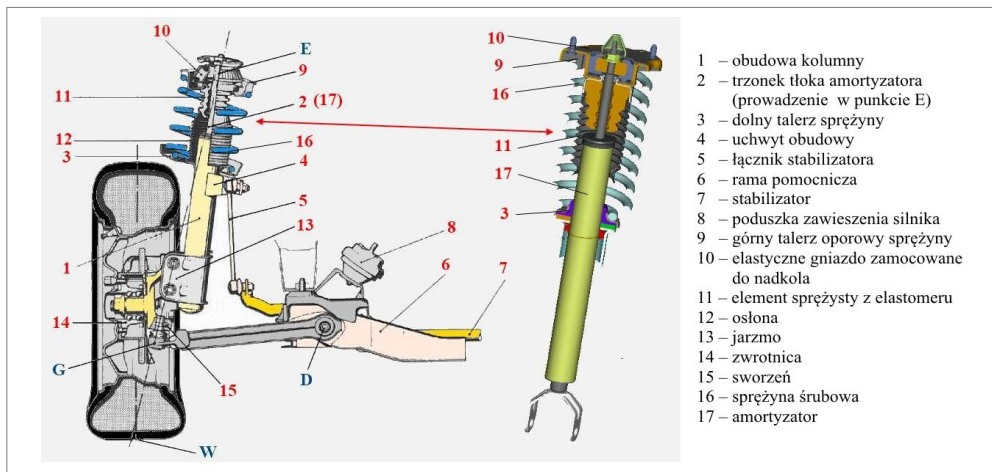
Dlatego w zawieszeniach samochodowych stosowane są amortyzatory, których zadaniem jest bardziej radykalne zmniejszanie amplitudy cyklicznych ruchów elementów sprężystych [1, 2, 3, 8, 9]. Powszechnie stosowanym rozwiązaniem zawieszenia

¹ ThyssenKrupp Federn & Stabilisatoren GmbH, Wiener St. 35, 58135 Hagen, Germany;
e-mail: adam.wittek@t-online.de

² Silesian University of Technology, Faculty of Transport, Krasińskiego St. 8, 40-019 Katowice, Poland;
e-mail: damian.gaska@polsl.pl

³ Silesian University of Technology, Faculty of Transport, Krasińskiego St. 8, 40-019 Katowice, Poland;
e-mail: boguslaw.lazarz@polsl.pl

⁴ Silesian University of Technology, Faculty of Transport, Krasińskiego St. 8, 40-019 Katowice, Poland;
e-mail: tomasz.matyja@polsl.pl



Rys. 1. Zawieszenie przednie typu McPherson [3, 5, 6, 10]

przedniego w samochodach osobowych jest zawieszenie kolumnowe typu MacPherson. Zawieszenie to jest połączeniem amortyzatora, na którym zamocowana została sprężyna w taki sposób, że stanowią one stały element. Amortyzator w zawieszeniu tym pełni funkcje zarówno tłumiące jak i stanowi element prowadzący polegający na połączeniu górnej części zwrotnicy z elementem samochodu (nadkolem) w sposób umożliwiający obracanie się amortyzatora [1, 2, 3, 8, 9].

Zalety zawieszenia kolumnowego typu MacPherson:

- zwarta i prosta budowa nie zajmująca wiele miejsca, które przeznaczają się na przestrzeń bagażową bądź komorę silnika (rys. 1),
- mniejsza masa w stosunku do zawieszenia z podwójnymi wahaczami poprzecznymi,
- tańsze w produkcji i nieskomplikowane kinematycznie,
- duży skok zawieszenia.

Wady:

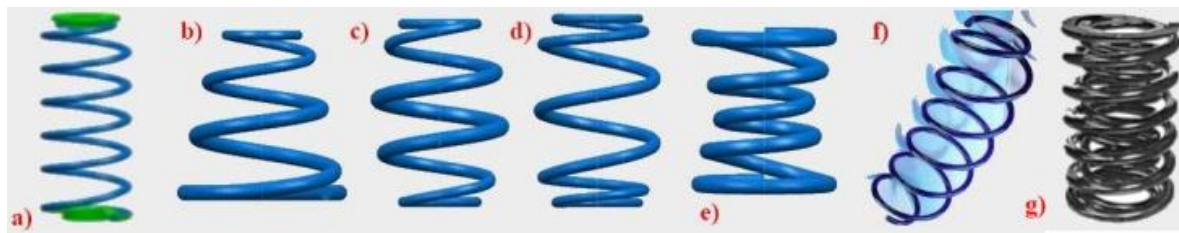
- przenoszenie hałasu i drgań na karoserię, pochodzących od układu kierowniczego (np. spowodowanych niewyważeniem kół),
- niekorzystne tarcie występujące w gnieździe tłoczyska amortyzatora (spowodowane obrotem wokół własnej osi),
- konieczność stosowania w amortyzatorze tłoczyska o dużej średnicy (ok. 20 mm).

Zapewnienie prawidłowego, optymalnego działania kolumny McPhersona wymaga precyzyjnego doboru sprężyny śrubowej (rys. 2) wraz z amortyzatorem. Zamocowanie sprężyny (mocowanie z wykorzystaniem dolnego i górnego talerza oporowego) (rys. 3) jest również bardzo ważnym elementem kolumny McPhersona. Niewłaściwy dobór lub wadliwa konstrukcja elementów mocujących prowadzi najczęściej do przedwczesnych awarii sprężyn, przełomów zmęczeniowych (rys. 15). Właściwa konstrukcja sprężyny określona charakterystyką liniową lub progresywną (rys. 7 i 8) nie jest automatycznym gwarantem prawidłowego działania zawieszenia.

Wymogi i założenia projektowe są często bardzo trudne do zrealizowania w procesie produkcyjnym. Dlatego też w fazie projektowania należy uwzględnić proces produkcyjny (rys. 4). W artykule autorzy bazując na przykładzie dwóch sprężyn resorowych, o charakterystyce liniowej (rys. 5 i 6 a, c) i progresywnej (rys. 5 i 6 b, d) przedstawiają wskazówki teoretyczne i praktyczne będące pomocne w procesie projektowania resorowych sprężyn śrubowych.

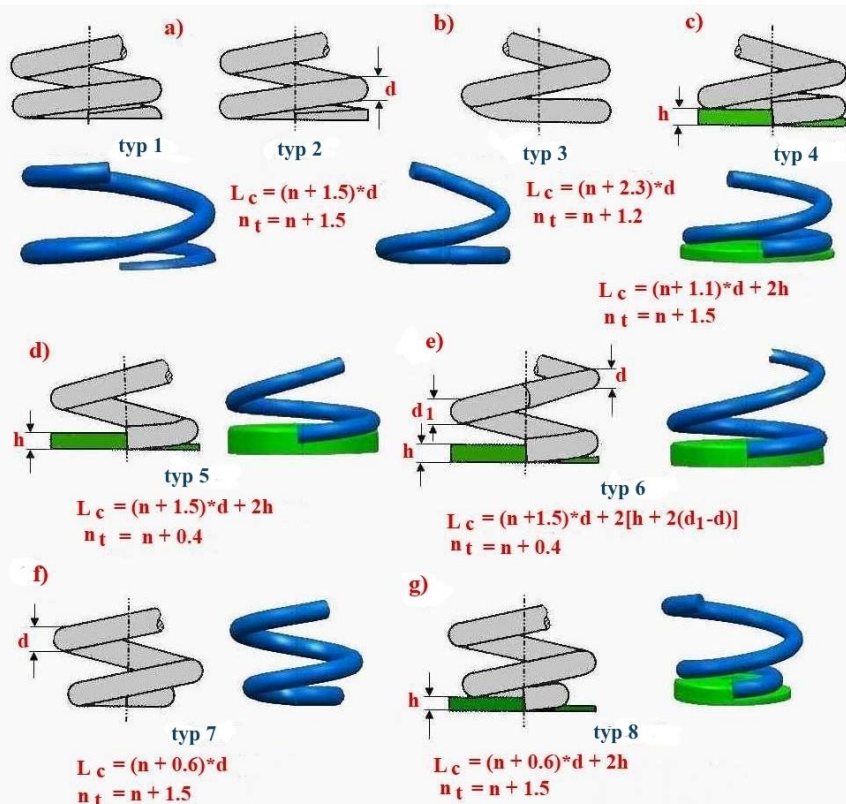
2. Sprężyny śrubowe

Przedstawione na rys. 2 i 3 rodzaje naciskowych sprężyn zwojowych z końcówkami uzależnionymi od sposobu mocowania sprężyny i doboru górnego oraz dolnego talerza oporowego, są powszechnie stosowane w nowoczesnych pojazdach samochodowych. Parametry konstrukcyjne takie jak: rodzaj sprężyny, jej sztywność, sposób mocowania i zabudowy w kolumnie McPhersona są zazwyczaj narzucane przez producentów samochodów. W procesie projektowania należy uwzględniać wymogi producentów, nie zapominając o ich wpływie na wymaganą bądź też oczekiwaną wytrzymałość zmęczeniową.

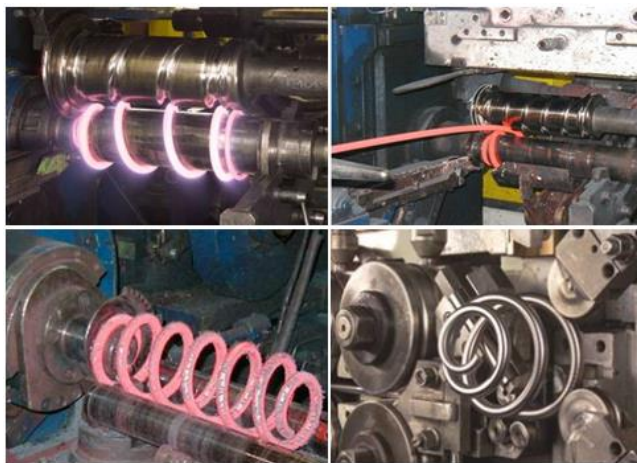


Rys. 2. Sprężyny śrubowe stosowane we współczesnych samochodach [1, 2, 3]

a) sprężyna liniowa cylindryczna; b) sprężyna progresywna stożkowa; c) sprężyna progresywna dwustożkowa; d) sprężyna baryłkowa; e) sprężyna klepsydrowa; f) sprężyna typu side-load (krzywo nawinięta); g) stopniowa sprężyna warstwowa

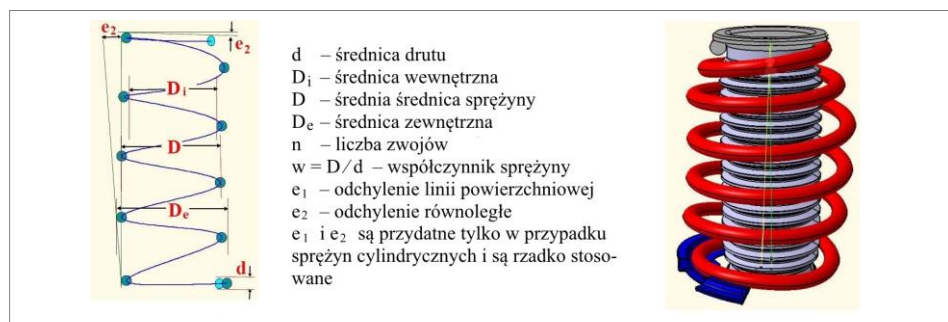


Rys. 3. Końcówki sprężyn śrubowych [1, 2, 3, 5, 9], górny i dolny talerz oporowy
 a) zabudowa sprężyny z końcówką szlifowaną lub kutą; b) zabudowa płaska; c) zabudowa z wzniosem talerza sprężyny; d) zabudowa na około 0,2 zwojach sprężyny; e) pogrubienie pręta i zabudowa na około 0,2 zwojach; f) zabudowa płaska; g) zabudowa z wzniosem talerza sprężyny



Rys. 4. Nawijanie sprężyn śrubowych ma gorąco i zimno oraz kształtowanie końcówek (pigtailer) (źródło TKF&S)

2.1. Zbiór formuł obliczeniowych naciskowych sprężyn śrubowych



Rys. 5. Parametry geometryczne cylindrycznej sprężyny samochodowej [3, 4, 11]

Poniższe wzory służą do przybliżonych, wstępnych obliczeń sprężyn śrubowych. Wszystkie te wzory i zależności charakteryzują sprężyny śrubowe cylindryczne o charakterystyce liniowej i gwarantują poprawność tych obliczeń. Stosowanie poniższych formuł i założeń do obliczeń sprężyn o innym kształcie lub sprężyn z charakterystyką progresywną może być tylko w ograniczonym zakresie przydatne lub prowadzić będzie do całkowicie błędnych wyników [1, 2, 3, 4, 7, 9, 10] (rys. 5).

Odształcenie / ugięcie sprężyny:

$$s = \frac{8}{G} * \frac{D^3 * n * F}{d^4} \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

Siła sprężysta:

$$F = \frac{G}{8} * \frac{d^4 * s}{D^3 * n} \quad [\text{N}] \quad (2)$$

gdzie: G – moduł odkształcalności postaciowej albo moduł sprężystości poprzecznej [MPa]

Idealne naprężenia tnące:

$$\tau = \frac{8}{\pi} * \frac{D * F}{d^3} \quad [\text{MPa}] \quad (3)$$

Sztywność sprężyny:

$$R = \frac{F * G * d^4}{8 * s * D^3 * n} \quad [\text{N/mm}] \quad (4)$$

Współczynnik zwojów sprężyny:

$$w = D/d \quad [-] \quad (5)$$

Średnica drutu / pręta:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} * \frac{D * F}{\tau}} \quad [\text{mm}] \quad (6)$$

Współczynnik korekcyjny:

$$k = \frac{4 * w - 1}{4 * w - 4} + \frac{0,615}{w} \quad [-] \quad (7)$$

Liczba zwojów sprężyny:

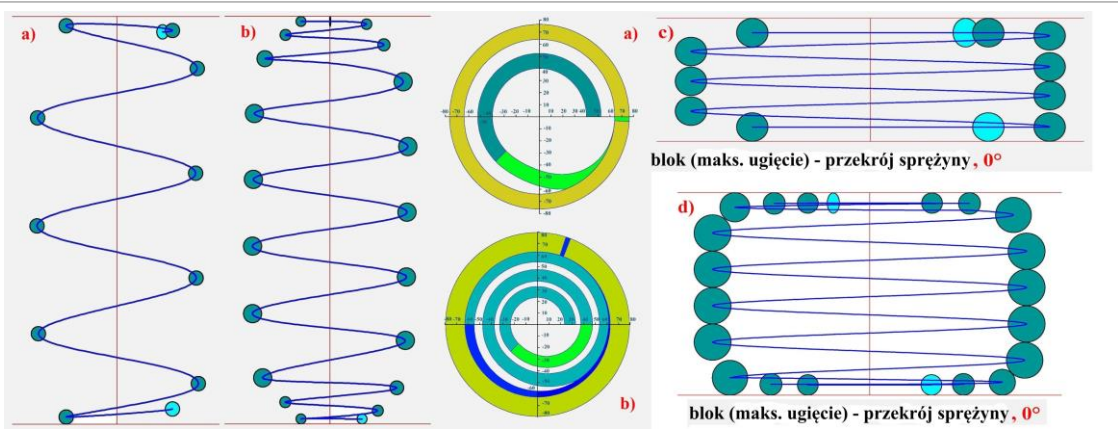
$$n = \frac{G}{8} * d^4 * \frac{s}{D^3 * F} \quad [-] \quad (8)$$

Skorygowane naprężenia tnące:

$$\tau_k = \tau * k \quad [\text{MPa}] \quad (9)$$

Praca sprężyny:

$$W = F * s / 2 \quad [\text{Nmm}] \quad (10)$$



- Rys. 6. a) Sprężyna cylindryczna o charakterystyce liniowej (rys. 7), kształt końcówki sprężyny [3, 4, 11]
 b) Sprężyna baryłkowa o charakterystyce progresywnej (rys. 8), kształt końcówki sprężyny [3, 4, 11]
 c) Maksymalne ugięcie (blok) sprężyny cylindrycznej o charakterystyce liniowej [3, 4, 11]
 d) Maksymalne ugięcie (blok) sprężyny baryłkowej o charakterystyce progresywnej [3, 4, 11]

Sztywność sprężyny o charakterystyce liniowej (rys. 5, 6a):

$$R = \Delta F / \Delta s \quad [\text{N/mm}] \quad (11)$$

Częstotliwość własna sprężyny (układ drgający z jedną masą, przełożenie sprężyny śrubowej

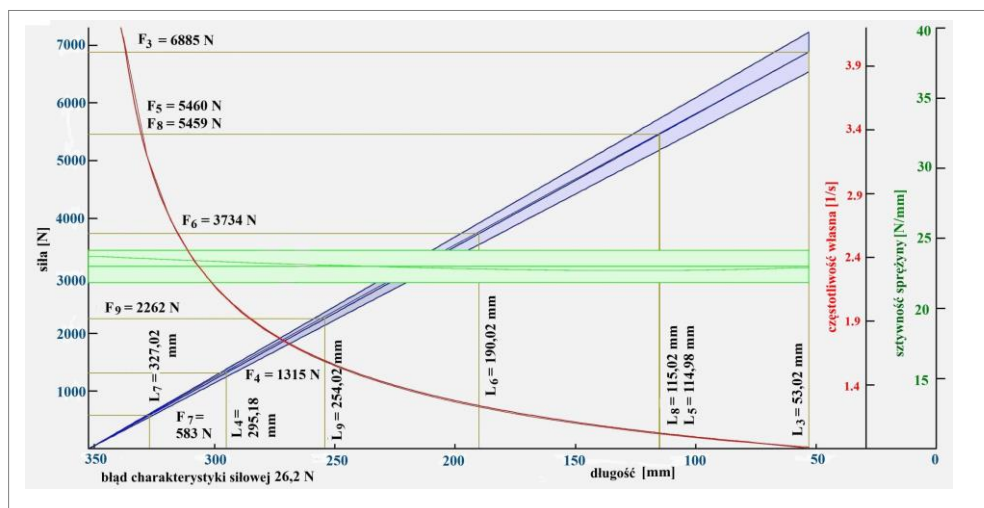
$i_{\text{sprężyny}} = 1$):

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{R}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g \cdot R}{F}} \quad [\text{Hz}] \quad (12)$$

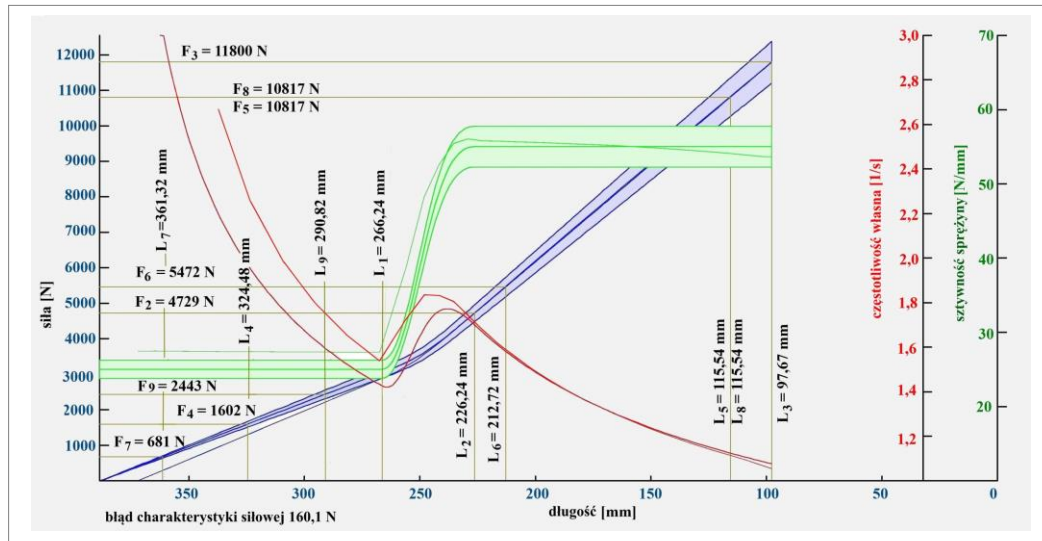
gdzie: R – sztywność sprężyny [N/mm]

m – masa obciążająca sprężynę [kg]

$F = m \cdot g$ [N]



Rys. 7. Liniowa charakterystyka cylindrycznej sprężyny śrubowej (obciążenie, sztywność, częstotliwość własna) (obliczenia własne)



Rys. 8. Progresywna charakterystyka sprężyny śrubowej typu Miniblock (obciążenie, sztywność, częstotliwość własna) (obliczenia własne)

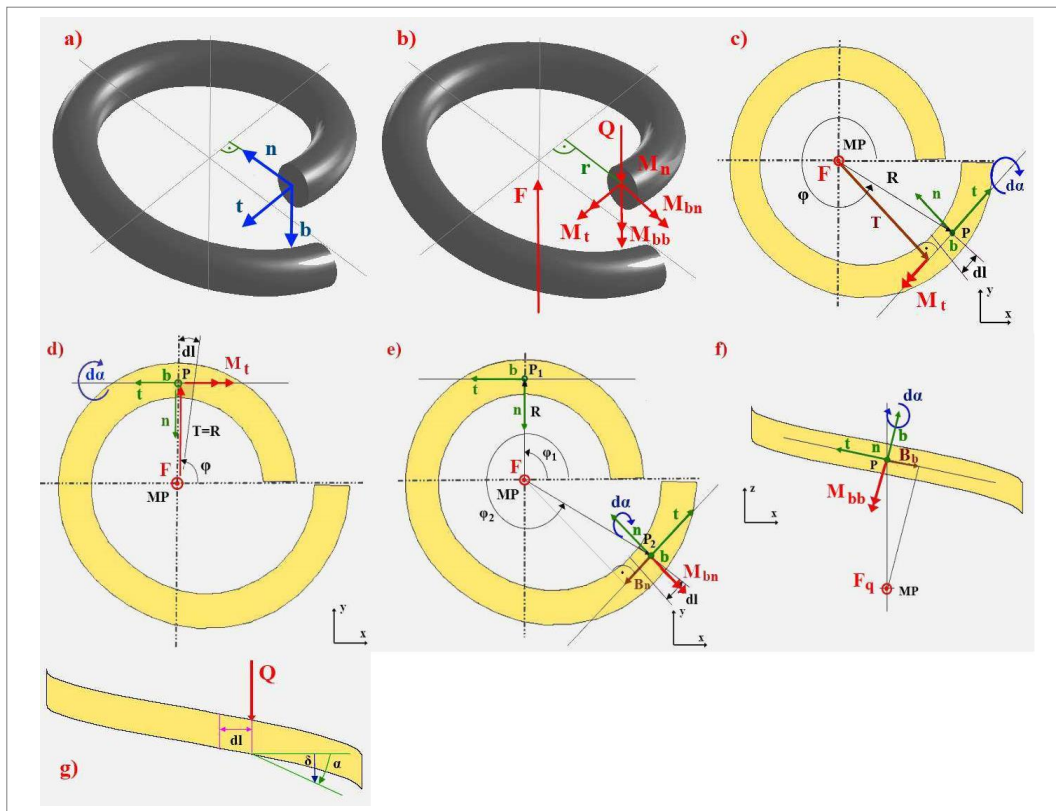
Ruch pionowy elementów zawieszenia (w kierunku osi z) można analizować posługując się modelem uproszczonym o jednym stopniu swobody. Model taki składa się z masy m równej masie samochodu i sprężyny, której sztywność R jest równa sztywności całego zawieszenia (wraz ze sztywnością opon). Przedstawiony model w następstwie jednorazowego chwilowego wymuszenia może wykonywać drgania własne o częstotliwości ściśle określonej jego parametrami dynamicznymi (m i R). Ponieważ wzrost statycznej siły sprężyny odpowiada wzrostowi masy sprężyny, częstotliwość drgań maleje wraz ze wzrostem siły lub ugięcia. Te zależności umożliwiają np. ocenę zmiany częstotliwości własnej przy obciążeniu pojazdu i zawieszenia (rys. 7, 8) [1, 2, 3, 9, 12]. Sztywność sprężyny o charakterystyce progresywnej (rys. 6b) nie przyjmuje stałych wartości i obliczana jest zgodnie z zależnością:

$$R = \frac{dF}{ds} \quad [\text{N/mm}] \quad (13)$$

W przypadku charakterystyk siły, sztywności i częstotliwości własnej sprężyny mamy do czynienia z najbardziej prawdopodobnymi (pożądanymi) cechami charakteryzującymi sprężynę. Przy przypadku pełnej kompresji (maksymalnego ugięcia sprężyny) spadek sztywności jest powiązany z wzrostem promienia zwojów sprężyny podczas ściskania sprężyny. Progresa (zwiększenie sztywności) jest generowana blokowaniem elementów, zwojów sprężyny w szczególności poprzez [1, 2, 3]:

- mocowanie, prowadzenie w talerzu oporowym (typowe dla sprężyn baryłkowych),
- blokowanie poprzez kontakt pomiędzy zwojami (typowe dla sprężyn cylindrycznych o charakterystyce progresywnej).

2.1. Naprężenia w sprężynach śrubowych



Rys. 9. Założenia geometryczne do obliczeń wytrzymałościowych sprężyn śrubowych [1, 2, 3, 4, 5, 7, 10]

Rodzaj obciążeń i naprężeń w sprężynach resorowych – oznaczenie kierunków oddziaływania

- Określenie kierunku oddziaływania momentów i naprężeń odbywa się z wykorzystaniem powiązanego układu współrzędnych opisanego trzema wektorami (rys. 9a) [1, 2, 3, 4, 5, 7, 9, 10]:
 - stycznym (t) w kierunku pręta,
 - normalnym (n) prostopadłym do osi pręta, w kierunku do środka krzywizny,
 - binormalnym (b) prostopadłym do t i n .
- W rozpatrywanym przekroju sprężyny, momenty i siły poprzeczne działają w wyznaczonych kierunkach (rys. 9b).
- Główne wyniki obliczeniowe – wartości naprężeń są wynikiem działania momentu skręcającego M_t (rys. 9b).

d) W celu uzyskania dokładnych wyników obliczeniowych momenty działające wokół osi t i b , muszą być również brane pod uwagę (rys. 9b).

Skęćanie – skęćanie przekrojów

W punkcie MP siła F działa prostopadłe do płaszczyzny rzutowania w osi układu sprężyna – amortyzator (kolumna McPhersona rys. 11a). Siła działająca na ramieniu T prostopadłym do wektora t generuje moment skęćny M_t (rys. 9c) [1, 2, 3, 4, 5, 7, 9, 10]:

$$M_t = T * F \quad [\text{Nmm}] \quad (14)$$

Inkrementalny kąt skęćający – przyrost kąta określa wzór:

$$d\alpha = \frac{M_t}{G * I_p} dl \quad [^\circ] \quad (15)$$

Skęćanie – szczególny przypadek, cylinder

W punkcie MP siła F działa prostopadłe do płaszczyzny rzutowania. Siła działająca na ramieniu $T = R$ (rys. 9d) prostopadłym do wektora t generuje moment skęćny M_t [1, 2, 3, 4, 5, 7, 9, 10]:

$$M_t = R * F \quad [\text{Nmm}] \quad (16)$$

Inkrementalny kąt skęćający – patrz (15).

Zginanie wokół wektora normalnego – ugięćie sprężyny powodem zginania

W punkcie MP siła F działająca prostopadłe do płaszczyzny rzutowania na ramieniu B_n prostopadłym do wektora normalnego n w punkcie P_2 , generuje moment gnący M_{bn} . W obszarze o stałym promieniu w punkcie P_1 ramię momentu gnącego B_n przyjmuje wartość zerową i tym samym wartość momentu gnącego jest również zerowa (rys. 9e) [1, 2, 3, 4, 5, 7, 9, 10]:

$$M_{bn} = B_n * F \quad [\text{Nmm}] \quad (17)$$

Inkrementalny kąt zginający – przyrost kąta wokół wektora normalnego:

$$d\alpha = \frac{M_{bn}}{E * I_x} dl \quad [^\circ] \quad (18)$$

Zginanie wokół wektora binormalnego – zmienny promień gięćia

W punkcie MP działająca siła F_q prostopadła do płaszczyzny rzutowania na ramieniu B_b prostopadłym do wektora binormalnego b w punkcie P , generuje moment gnący M_{bb} . Jeśli zwój sprężyny charakteryzuje się brakiem skoku, ramię działania B_b przyjmuje wartość zerową i tym samym wartość momentu gnącego jest również zerowa (rys. 9f) [1, 2, 3, 4, 5, 7, 9, 10]:

$$M_{bb} = B_b * F_q \quad [\text{Nmm}] \quad (19)$$

Inkrementalny kąt zginający – przyrost kąta wokół wektora binormalnego:

$$d\alpha = \frac{M_{bb}}{E * I_x} dl \quad [^\circ] \quad (20)$$

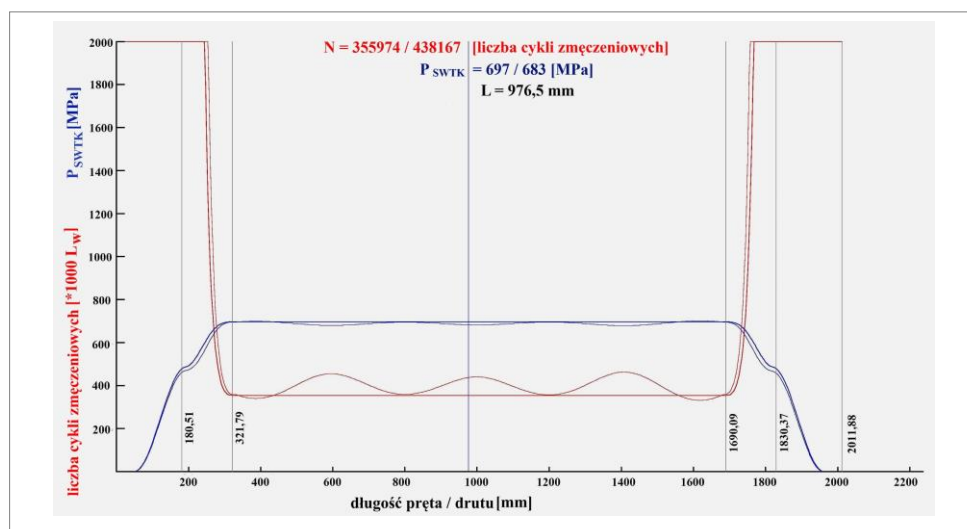
Ścinanie – przemieszczenie przekrojów

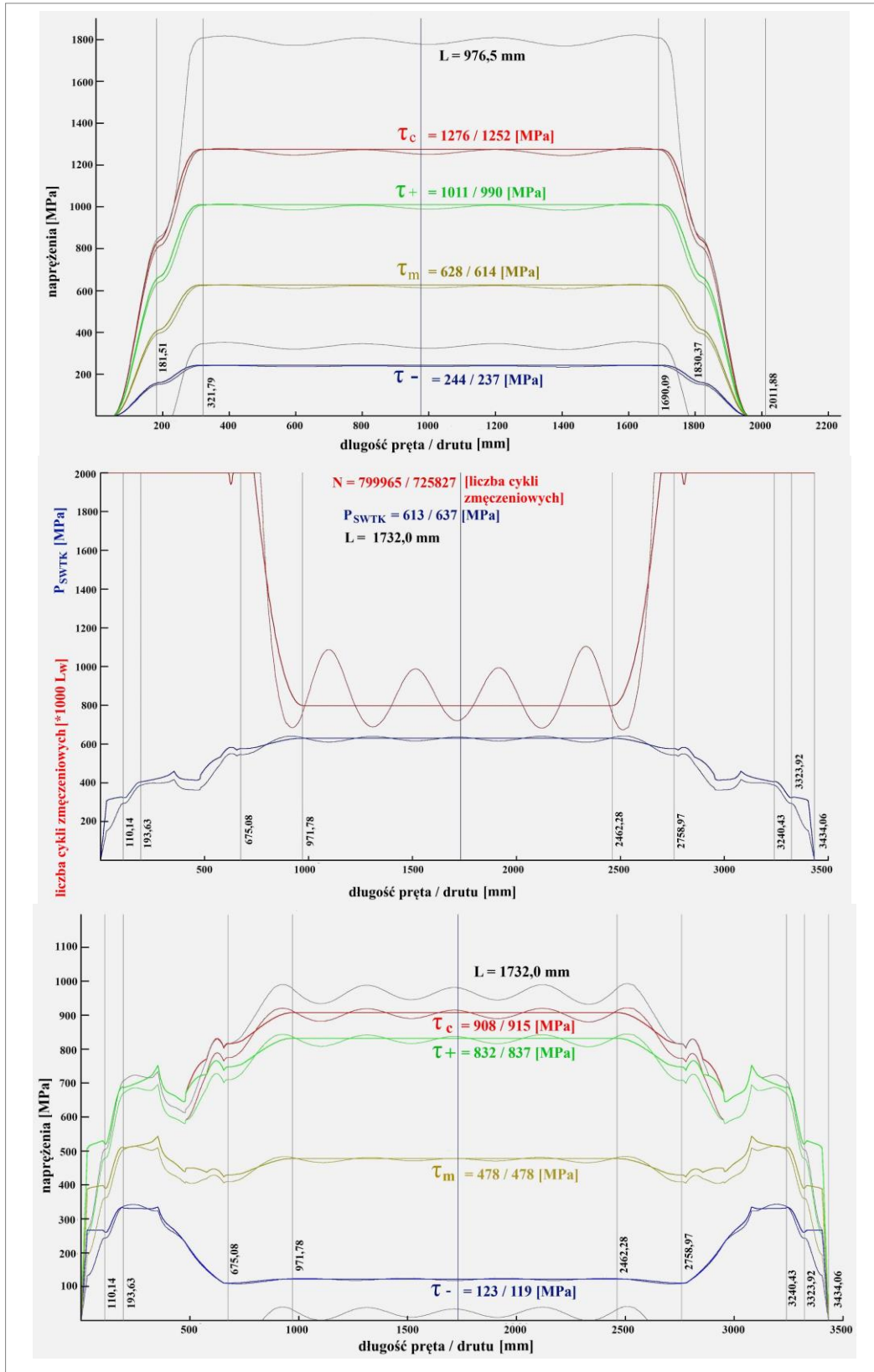
"Przemieszczenie" przekrojów wobec siebie jest generowane przez siły ścinające $Q = F$, a kąt wynikający z przesunięcia można obliczyć wg wzoru (rys. 9g) [1, 2, 3, 4, 5, 7, 9, 10]:

$$\alpha = \kappa * \frac{Q}{G * A} \quad (21)$$

Przemieszczenie δ przyjmuje wartość:

$$\delta = \alpha * dl \quad (22)$$





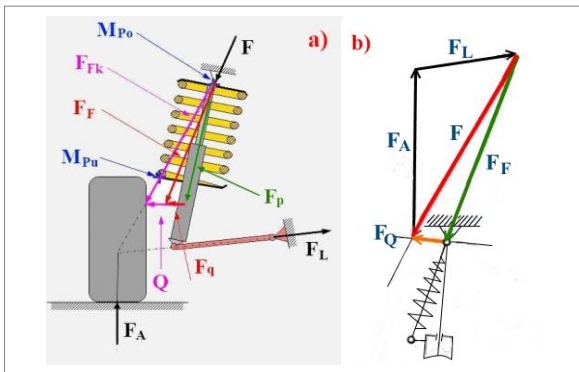
Rys. 10. Wytrzymałość zmęczeniowa (liczba cykli zmęczeniowych), parametr zniszczenia P_{SWT} oraz rozkład naprężeń w sprężynach o charakterystykach liniowych a) i progresywnych b) (obliczenia własne)

2.2. Obliczenia wytrzymałościowe sprężyn – uwagi ogólne

Obliczenia wytrzymałości zmęczeniowej (liczby cykli zmęczeniowych), parametru zniszczenia P_{SWT} i rozkładu naprężeń (rys. 10) w sprężynach śrubowych z liniową i progresywną charakterystyką (rys. 6, 7, 8) z wykorzystaniem programu obliczeniowego firmy ThyssenKrupp Federn & Stabilisatoren GmbH odzwierciedlają różnice pomiędzy sprężynami śrubowymi. Wzory (1 ÷ 22) mają zastosowanie do obliczania i określania charakterystyki sprężyn cylindrycznych (charakterystyka liniowa). Stanowią one integralną część wyżej wymienionego programu obliczeniowego. Te zależności w przypadku sprężyn baryłkowych (o charakterystyce progresywnej) znajdują zastosowanie tylko w ograniczonym stopniu. Obliczenia i wyznaczanie charakterystyk sprężyn baryłkowych są bardziej złożone i kompleksowe. Obliczenia te są ważne jako dane wyjściowe do obliczeń z wykorzystaniem MES (obliczenia statyczne i dynamiczne). Mogą one być również wykorzystywane, wraz z wynikami badań zmęczeniowych do walidacji i weryfikacji modeli obliczeniowych MES.

2.3. Układ sprężyna – amortyzator

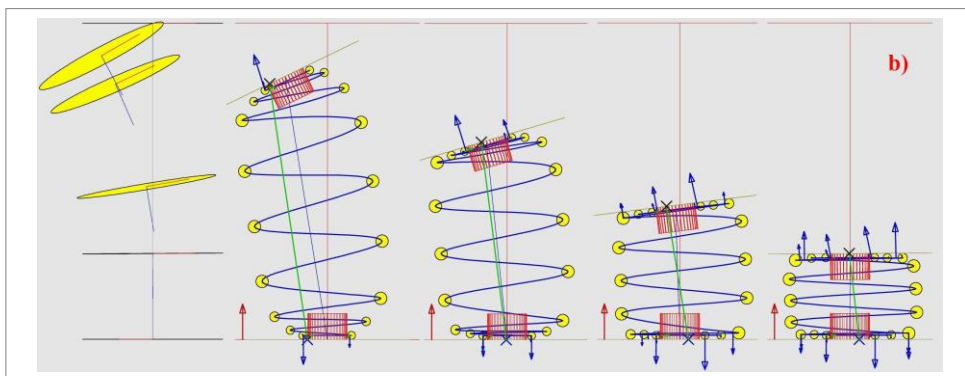
W systemie sprężyna – amortyzator mamy do czynienia z pionową siłą oddziaływania koła na jezdnię F_A , siłą działającą na wahacze F_L i oddziaływania nadwozia F (rys. 11a).



Rys. 11a, b. Rozkład sił w układzie sprężyna – amortyzator (kolumna McPhersona) [5, 6, 9, 10]

Suma tych trzech sił przyjmuje wartość zerową. Ponieważ całkowity moment musi być równy zero, siła F musi być skierowana w taki sposób, żeby jej wektor miał punkt zaczepienia w punkcie przecięcia przedłużeń obu innych sił (rys 11a i b). Działająca na sprężynę siła F_F ,

jest sumą sił składowych: siły F_p , równoległej do osi amortyzatora i siły F_q . Siła poprzeczna oddziaływująca na amortyzator przyjmuje wartość wynikającą z różnicy pomiędzy oddziaływującą na układ sprężyna – amortyzator siłą poprzeczną Q i wartością siły poprzecznej F_q oddziaływującej na sprężynę. Gdy kierunek działania siły sprężystej F_{FK} określają punkty M_{Po} i M_{Pu} przyjmuje ona wartość odpowiadającą wartości siły poprzecznej w systemie, tym samym wartość siły poprzecznej działającej na amortyzator jest równa zeru. Punkty M_{Po} i M_{Pu} są punktami środkowymi sprężyny wyznaczającymi linię działania sił sprężystych (rys.11a, b i 12).



Rys. 12. Fazy ugięcia sprężyny w systemie sprężyna – amortyzator [3, 4, 5, 11]

2.4. Wzory analityczne do obliczeń wytrzymałościowych sprężyn

Tabela 1. Wzory analityczne dla sprężyn o zmiennych kształtach i okrągłym przekroju poprzecznym drutu [3, 4, 5, 10]

	sztywność sprężyny	masa
$A = const.$ $D = const.$	$R = \frac{G\pi d^4}{8nD^3}$	$m = \frac{1}{4}\pi^2 n d^2 \rho D$
$A = const.$ $D \neq const.$	$R = \frac{G\pi d^4}{4 \int_0^{2\pi n} D^3(\varphi) d\varphi}$	$m = \frac{1}{8}\pi d^2 \rho \int_0^{2\pi n} D(\varphi) d\varphi$
$A \neq const.$ $D = const.$	$R = \frac{\pi G}{4D^3 \int_0^{2\pi n} d^{-4}(\varphi) d\varphi}$	$m = \frac{1}{8}\pi \rho D \int_0^{2\pi n} d^2(\varphi) d\varphi$
$A \neq const.$ $D \neq const.$	$R = \frac{\pi G}{4 \int_0^{2\pi n} D^3(\varphi) d^{-4}(\varphi) d\varphi}$	$m = \frac{1}{8}\pi \rho \int_0^{2\pi n} d^2(\varphi) D(\varphi) d\varphi$

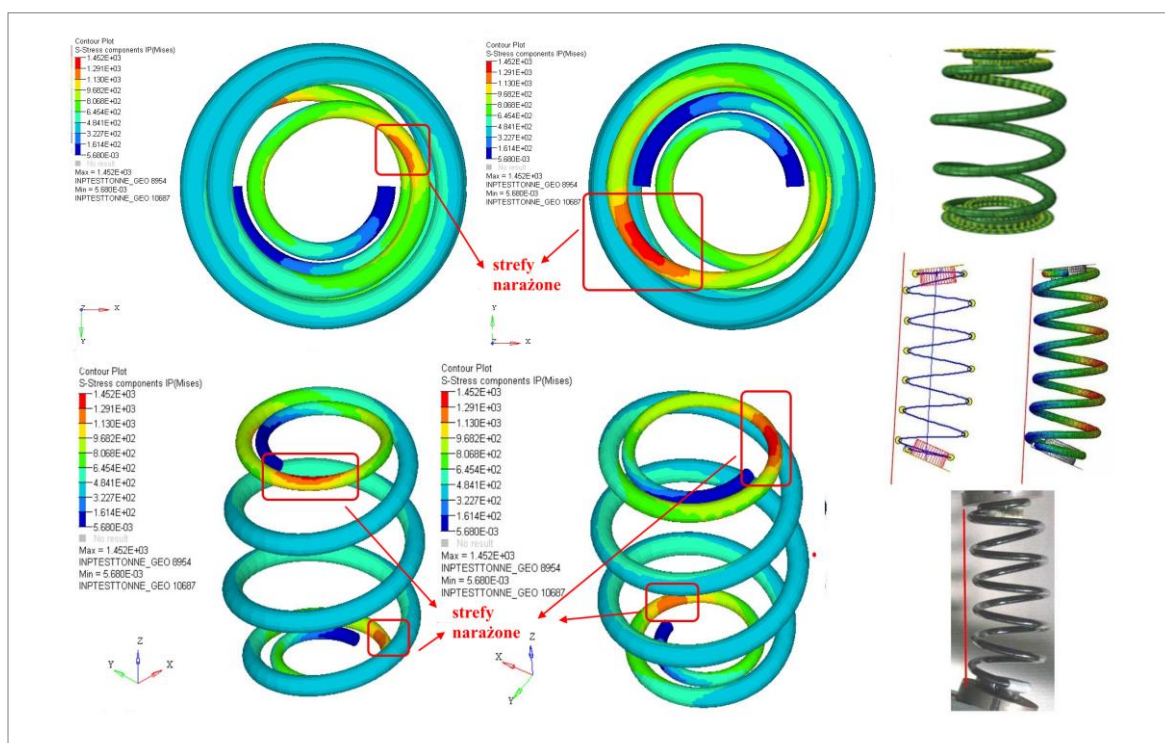
R – sztywność sprężyny [N/mm]
poprzecznej [MPa]

G – moduł sprężystości

- | | |
|--|--|
| n – liczba aktywnych zwojów sprężyny [] | A – powierzchnia przekroju poprzecznego [mm ²] |
| D – średnica średnia sprężyny [mm] | ρ – gęstość [kg/m ³] |
| m – masa sprężyny [kg] | φ – kąt nawijania sprężyn śrubowych [°] |
| d – średnica drutu / pręta [mm] | |

2.5. Obliczenia wytrzymałościowe sprężyn z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych

Powszechnie stosowane analityczne programy obliczeniowe sprężyn resorowych bazujących na wieloletnich doświadczeniach producentów są nadal podstawowym narzędziem w procesie projektowo, konstrukcyjnym jak i w obliczeniach wytrzymałościowych. Jednakże coraz częściej znajduje zastosowanie Metoda Elementów Skończonych zwłaszcza w celu obliczenia wybożenia sprężyn i ich wytrzymałości zmęczeniowej (rys. 13, 14, 15).



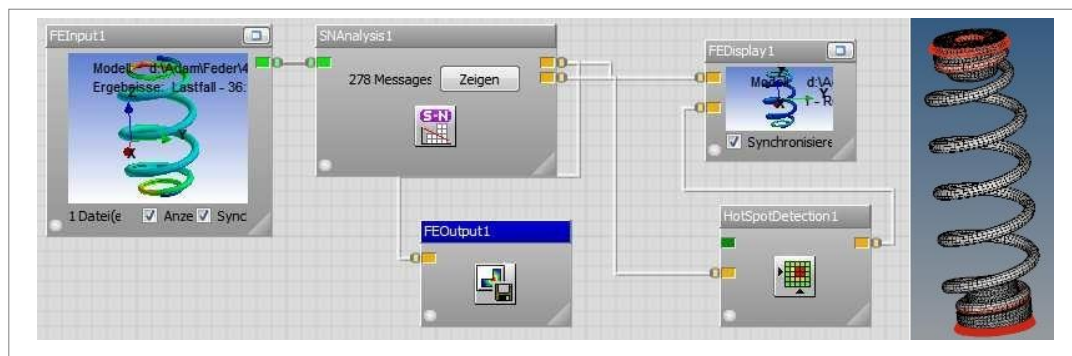
Rys. 13. Obliczenia wytrzymałościowe obciążonych sprężyn baryłkowych z wykorzystaniem MES (obszary krytyczne) (obliczenia własne)

W artykule przedstawiono wyniki obliczeń baryłkowej sprężyny o parametrach zawartych w poniższej tabeli. Przeprowadzono statyczne obliczenia wytrzymałościowe z wykorzystaniem Metody Elementów Skończonych (HyperWorks, Radioss) (rys. 13) i obliczenia wytrzymałości zmęczeniowej (nCode DesignLife 8) (rys. 14 i 15). Obliczenia zostały zweryfikowane testami zmęczeniowymi. Wyniki testów zmęczeniowych pokrywają się z wynikami symulacji numerycznych (tablica 2, pos. 7 i rys.15b).

Tablica 2. Dane obliczeniowe oraz wyniki testów zmęczeniowych i symulacji numerycznych sprężyny baryłkowej

1	rodzaj sprężyny	sprężyna baryłkowa
2	rodzaj produkcji	nawijanie na gorąco
	obróbka cieplna – hartowanie olejowe [°C] i odpuszczanie średnie [°C]	830 / 230
3	rodzaj stali	stal sprężynowa 55Cr3
	wytrzymałość na rozciąganie R_m [MPa]	1400 – 1700
	granica plastyczności rozciąganie R_e [MPa]	1200
4	temperatura nawijania [°C]	930
5	sztywność sprężyny [N/mm]	53
6	maksymalne naprężenia zastępcze [MPa]	1450,0 (1477,0)

7	wytrzymałość zmęczeniowa (liczba cykli) []	min. 3850 maks. 600000 (min. 3871 maks. 620700)
8	przeprowadzono badania zmęczeniowe (maszyna zmęczeniowa typ Franke 2)	tak
9	przeprowadzono symulacje zmęczeniowe (nCode) (rys. 14, 15b)	tak
10	przeprowadzono statyczne obliczenia naprężeń zastępczych MES (rys. 13, 15a)	tak
11	przeprowadzono weryfikację i walidację modeli	tak



Rys. 14. Algorytm obliczeń wytrzymałości zmęczeniowej obciążonych sprężyn baryłkowych z wykorzystaniem programu HBM nCode8

Sprężyny resorowe pod działaniem siły krytycznej (sprężyny ściskane) ulegają wyboczeniu (patrz rys. 16a). Granicę siły wyboczeniowej sprężyny można obliczyć na podstawie jej sprężystego wygięcia. Siła wyboczeniowa zależy od smukłości sprężyn i charakteru ich zabudowy. Współczynnik smukłości λ jest zdefiniowany stosunkiem L_0 do D .

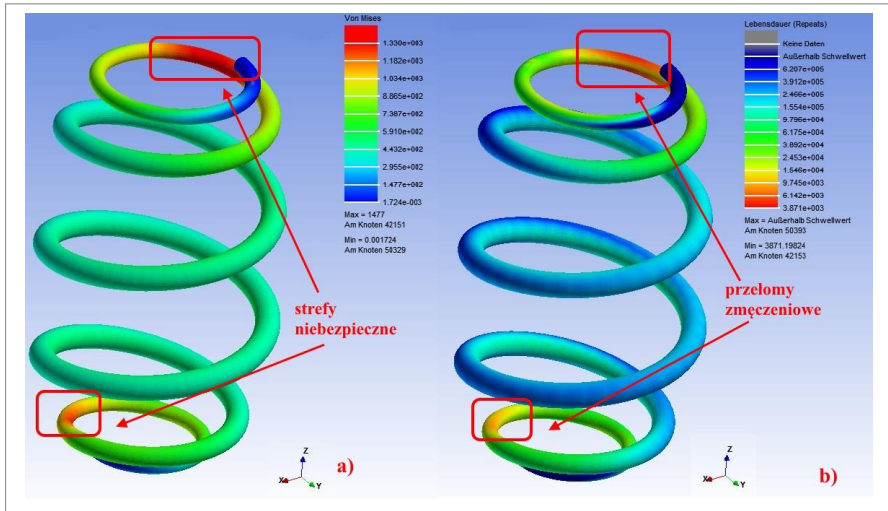
Sposób osadzenia sprężyn określa współczynnik ν (rys. 16a). Krzywa granicznego wyboczenia jest przedstawiona na rys. 16b. Krzywa graniczna oddziela obszar wyboczeniowy od bezpiecznego niewyboczeniowego obszaru. Sprężyny z $\nu\lambda < 2.633$ nie wykazują ryzyka wyboczenia w całym zakresie obciążeń [3, 5, 10].

$$\lambda = \frac{L_0}{D} \quad [-] \quad (23)$$

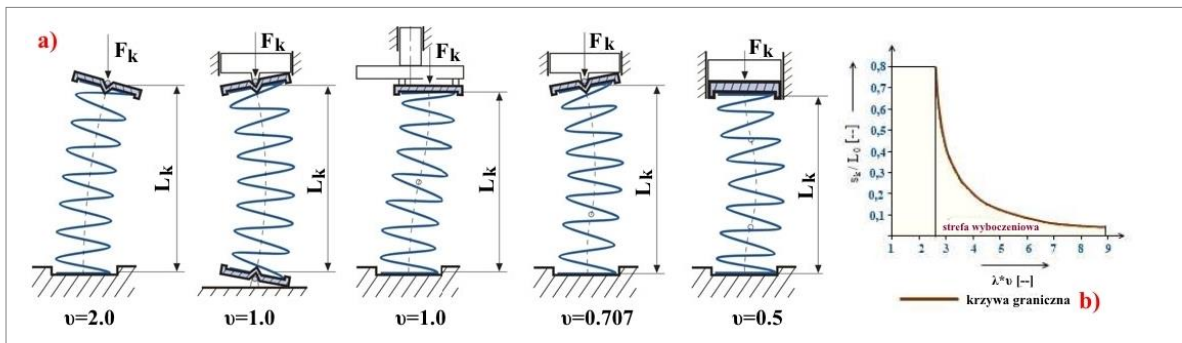
$$\frac{s_k}{L_0} = 0,808 \left[1 \pm \sqrt{1 - 6,935 \left(\frac{1}{\lambda \nu} \right)^2} \right] \quad [-] \quad (24)$$

gdzie: s_k – odkształcenie / ugięcie sprężyny [mm]
 L_0 – długość / wysokość nieobciążonej sprężyny [mm]
 D – średnia średnica sprężyny [mm]

ν – współczynnik charakteryzujący sposób osadzenia sprężyn (rys. 16a) [-]



Rys. 15. Statyczne obliczenia wytrzymałościowe a) i wytrzymałość zmęczeniowa obciążonej sprężyny b) (HBM nCode8) (obliczenia własne)



Rys. 16. Wyboczenie sprężyny w zależności od działających sił i mocowania sprężyn a) charakterystyka wyboczenia sprężyny b) [5, 9, 10]

2.3. Sformułowanie problemów optymalizacji

Rosnące wymagania stawiane sprężynom śrubowym, np. w odniesieniu do wytrzymałości statycznej i dynamicznej oraz długoterminowego zachowania się sprężyny w warunkach eksploatacyjnych, życzeń klientów dotyczących redukcji masy i przestrzeni potrzebnej do zabudowy, zmuszają producentów sprężyn do coraz usilniejszych starań, by te wymogi spełnić. Określenie cech geometrycznych sprężyny jest podstawą wyboru procesu

produkcyjnego sprężyn śrubowych. Określone są szczegółowo zarówno dane geometryczne i materiałowe sprężyny w celu osiągnięcia wymaganej krzywej siła – przemieszczenie, jak i dane dotyczące procesu produkcyjnego sprężyn. Dobór cech geometrycznych i danych produkcyjnych w wielu przypadkach cechują się iteracyjną sekwencją działań. Tak więc bazując na matematycznych podstawach obliczeniowych nie jest możliwe określenie parametrów sprężyny tylko w jednym procesie obliczeniowym. Wzory 25 ÷ 33 dotyczą optymalizacji obliczeń sprężyny baryłkowej (tablica 2). Obliczenia wytrzymałościowe sprężyn mają na celu:

- zapewnienie zgodności z pewnymi określonymi charakterystycznymi cechami zawieszenia (ugięcie sprężyn – działające siły – ich zachowanie w warunkach eksploatacyjnych),
- uwzględnianie / przestrzeganie zdefiniowanej siły sprężyny – jej linii, charakterystyki działania (uwzględnienie działania sił bocznych, momentów),
- spełnienie warunków montażu i zabudowy sprężyn resorowych,
- optymalizacja masy sprężyny przy zachowaniu wymogów wytrzymałościowych, z uwzględnieniem wpływów zewnętrznych / środowiskowych oraz odporności na korozję.

Sformułowanie problemów optymalizacji niecyldrycznych sprężyn śrubowych (tabela 1) [3, 5, 7, 10, 11]

Założenia konstrukcyjne:

$$\text{siła sprężysta} \equiv \text{wymagana siła} \Rightarrow F_{maks.} = F_{maks.,wym.} \quad (25)$$

$$\text{naprężenia} \leq \text{naprężenia dopuszczalne} \Rightarrow \tau_{id.maks.} \leq \tau_{dop.} \quad (26)$$

$$\text{sztywność sprężyny} \equiv \text{wymagana sztywność sprężyny} \Rightarrow R = R_{wym.} \quad (27)$$

Cel optymalizacji (kryterium jakościowe):

$$\text{optymalna masa sprężyny} \Rightarrow m \rightarrow \min. \quad (28)$$

Rozwiązanie problemu optymalizacji niecyldrycznych sprężyn śrubowych

$$\text{siła sprężysta} \equiv \text{wymagana siła} \Rightarrow F_{maks.} = F_{maks.,wym.} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \text{naprężenia} \leq \text{naprężenia dopuszczalne} &\Rightarrow \tau_{id.maks.} \leq \tau_{dop.} \Rightarrow \tau_{id.maks.} = \frac{M}{W_T} = \frac{8F_{maks.} \cdot D(\varphi)}{\pi d^3(\varphi)} \leq \tau_{dop.} \\ d(\varphi) &= \left(\frac{8F_{maks.} D(\varphi)}{\pi \tau_{dop.}} \right)^{1/3} \end{aligned} \quad (30)$$

$$\text{sztywność sprężyny} \equiv \text{wym. sztyw. sprężyny} \Rightarrow R = R_{wym.} \Rightarrow R_{wym.} = 4\pi G \left(\frac{F_{maks.}}{\pi \tau_{dop.}} \right)^{4/3} \left(\int_0^{2\pi n} D^{5/3}(\varphi) d\varphi \right)^{-1} \quad (31)$$

$$\text{optymalna masa sprężyny} \Rightarrow m \rightarrow \min. \quad m_{opt.} = \frac{1}{2} \pi \rho \left(\frac{F_{maks.}}{\pi \tau_{dop.}} \right)^{4/3} \int_0^{2\pi n} D^{5/3}(\varphi) d\varphi \quad (32)$$

$$m_{opt.} \cdot R_{wym.} = \frac{2\rho G F_{maks.}^2}{\tau_{dop.}^2} \quad (33)$$

W celu zapewnienia prawidłowego działania tłumiących elementów zawieszenia należy prawidłowo przeprowadzić obliczenia wytrzymałościowe. Tezy zawarte w tablicach 3 i 4, mają na celu uniknięcie przyjęcia nieprawidłowych założeń konstrukcyjnych prowadzących do błędnych obliczeń wytrzymałościowych.

Tablica 3. Tezy prawidłowego doboru sprężyn śrubowych

1	Im więcej zwojów, tym sprężyna jest mocniejsza!	błędne twierdzenie!
	Czynnikiem decydującym jest sztywność sprężyny.	
2	Skrócenie sprężyny powoduje obniżenie zawieszenia!	błędne twierdzenie!
	Czynnikiem decydującym jest rodzaj sprężyny i średnica drutu.	
3	Amortyzator jest elementem odpowiadającym za „sprężynowanie” zawieszenia!	błędne twierdzenie!
	Sprężynowanie zawieszenia odbywa się, jak na to sama nazwa wskazuje za pomocą sprężyn. Amortyzatory zmniejszają tylko występujące drgania, wibracje. Dlatego też zabudowa nowych amortyzatorów tylko w ograniczonym stopniu poprawia właściwości jezdne.	

	Sprężyny śrubowe działają poprawnie lub są uszkodzone!	błędne twierdzenie!
4	Sprężyny resorowe mogą ulec uszkodzeniu (nagle pęknięcia) lub poprzez zmęczenie materiału. Kierowca nie może zauważyć bezpośrednio tego stopniowego zużywania. Z tym samym problemem mamy do czynienia w przypadku wadliwie działającego amortyzatora.	
	Stare “osłabione” sprężyny są krótsze od nowych!	błędne twierdzenie!
5	Zdemontowane sprężyny nie wykazują zasadniczych różnic, wysokości sprężyn nowych i starych są identyczne. Różnice są zauważalne tylko podczas pracy w zawieszeniu, pod obciążeniem.	
	Czujnik wstrząsów jest czujnikiem pracy amortyzatorów!	błędne twierdzenie!
6	Czujniki udarowe badają, kontrolują wszystkie elementy niesprężynujące, tym samym całe podwozie.	

Tablica 4. Tezy prawidłowego doboru sprężyn śrubowych

		sztywność sprężyny	
średnica drutu / pręta	rośnie	→	rośnie
średnica zewnętrzna	rośnie	→	maleje
liczba zwojów	rośnie	→	maleje

3. Podsumowanie

Celem tego artykułu było wykazanie złożoności problemów związanych z projektowaniem i przeprowadzaniem obliczeń wytrzymałościowych sprężyn resorowych będących bardzo ważnym elementem zawiesznień pojazdów samochodowych. Stosowane komputerowe metody obliczeniowe są ważną częścią procesu projektowania i mają ułatwić pracę inżyniera. Prawidłowo przeprowadzone obliczenia wytrzymałościowe, uwzględniające wymagania producentów samochodów nie są gwarantem wytworzenia optymalnego produktu w procesie produkcyjnym. Dlatego wybór procesu produkcyjnego sprężyn śrubowych jest ważnym elementem w procesie konstrukcyjnym. Wybór procesu produkcyjnego jest uzależniony

od wyników obliczeniowych jak i od faktycznych parametrów wytrzymałościowych sprężyny wzorcowej. Artykuł ten ma być przewodnikiem i wsparciem w fazie opracowywania projektu.

Literatura

- [1] Ulbricht J, Vondracek H, Kindermann S. Warm geformte Federn – Leitfaden für Konstruktion und Fertigung. Hoesch Werke, Hohenlimburg Schwerte AG, W. Stumpf KG, Bochum 1973, pp. 7–21, 95–138.
- [2] Fischer F, Vondracek H. Warm geformte Federn – Konstruktion und Fertigung. Hoesch Werke, Hoesch Hohenlimburg AG, W. Stumpf KG, Bochum 1987, pp. 131–158, 217 – 235.
- [3] Brendecke T, Götz O, Stiebeiner M, Groß M. Präsentation – Basistechnologie Schraubenfedern. ThyssenKrupp Bilstein Suspension GmbH, Juli 2006.
- [4] Sprężyny skrętne – źródła wiedzy. Politechnika Śląska w Gliwicach, Instytut Automatyki, Zakład Inżynierii Systemów [dostęp: 19.10.2010]. Dostępny w Internecie: <http://pcws.ia.polsl.pl/torsion/zrodla.php>.
- [5] Kobylev V, Neubrand J. Simulation und FE – Analyse der Fahrzeugfedern. Muhr und Bender KG, Technische Akademie Esslingen, März 2011.
- [6] Reimpell J, Betzler J W. Fahrwerktechnik – Grundlagen. 5. Auflage, Vogel Verlag, Würzburg 2005, pp. 317–391.
- [7] Meissner M, Schrocht H-J. Metallfedern – Grundlagen, Werkstoffe, Berechnung, Gestaltung und Rechnereinsatz. 2. Auflage, Springer Verlag, Ilmenau 2007, pp. 267–498.
- [8] Meissner M, Fischer F, Wanke K, Plitzko M. Die Geschichte der Metallfedern und Federtechnik in Deutschland. 1. Auflage, Universitätsverlag Ilmenau. Ilmenau 2009, pp. 85–201.
- [9] Heißing B, Ersoy M. Fahrwerkhandbuch – Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven. 2. Auflage, Vieweg + Teubner, Wiesbaden 2008, pp. 226–264.
- [10] Kobylev V, Neubrand J. CAD Modellbildung und FE – Simulation der Schraubenfeder und Stabilisatoren. Muhr und Bender KG, Attendorn, März 2001.
- [11] Stiebeiner M. Programmerweiterung Bilstein B3 Feder. Interne Weiterbildung. ThyssenKrupp Bilstein Tuning, Hohenlimburg August 2006.
- [12] Orzełowski S. Budowa podwozi i nadwozi samochodowych. Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa 2009, pp. 186–200.