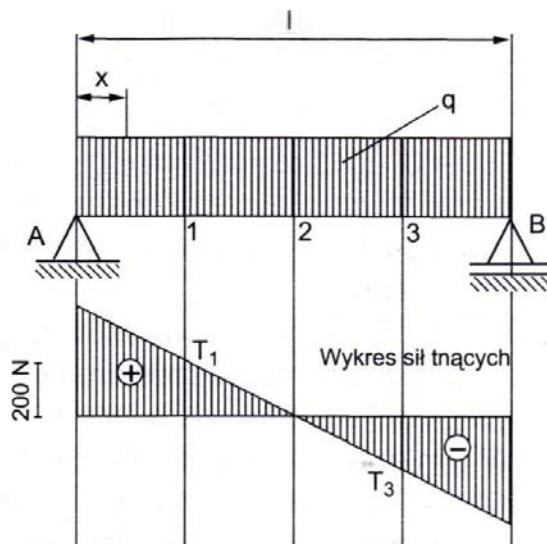


Na poziomej osi w miejscach badanych należy odłożyć pionowe odcinki odpowiadające (w przyjętej skali) wartościom sił tnących. Linia łącząca końce odłożonych odcinków odpowiadających siłom utworzy wykres sił tnących działających na belkę. Pole wykresu kreskuje się pionowymi cienkimi liniami.

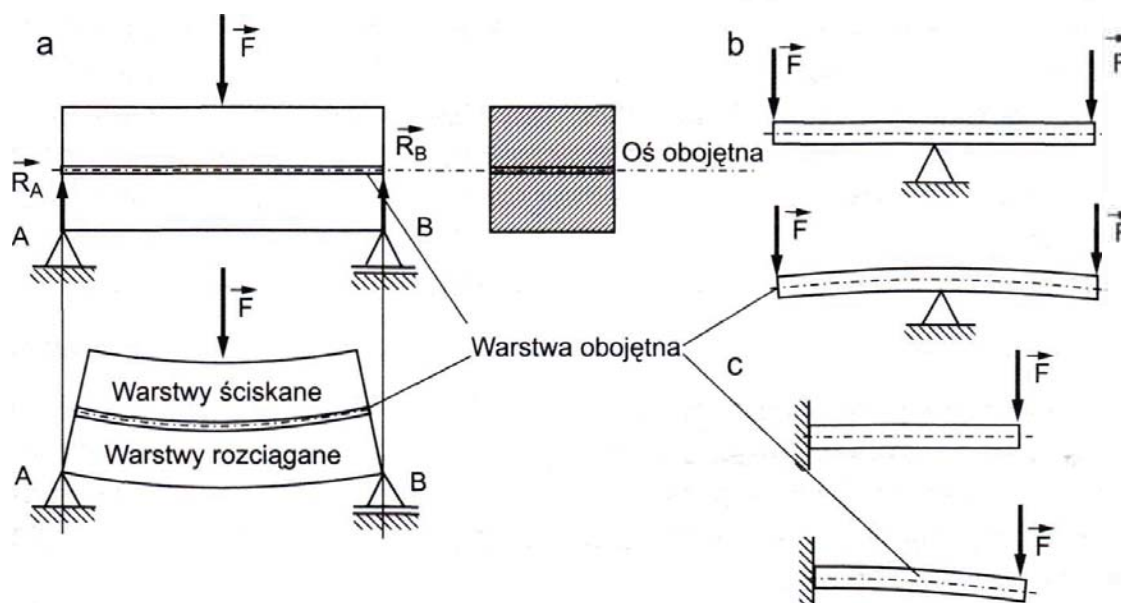
Z wykresu wynika, że największe siły tnące występują w podporach. Te przekroje są więc niebezpiecznymi przekrojami belki najbardziej narażonymi na zniszczenie pod wpływem siły tnącej.



Rys. 5.34. Wykres sił tnących

5.14.6. Naprężenia i odkształcenia przy zginaniu

W belce o przekroju kwadratowym poddanej działaniu siły, jak na rysunku 5.35a, wystąpią naprężenia zginające. Do celów głębszej analizy belka zostanie podzielona (umownie) na poziome warstwy.



Rys. 5.35. Naprężenia i odkształcenia przy zginaniu

Przyglądając się uważnie rysunkowi, można dostrzec, że w odkształconej belce warstwy powyżej osi podziału ulegną skróceniu, podczas gdy warstwy leżące poniżej ulegną wydłużeniu. Największe odkształcenia zachodzą w warstwach skrajnych. Istnieje też jedna warstwa, której długość się nie zmienia – jest to warstwa, przez którą przechodzi oś symetrii. Warstwę taką nazywamy warstwą obojętną. **Warstwa obojętna** jest to warstwa, która pod działaniem obciążeń zginających nie zmienia swojej długości. Ślad warstwy obojętnej wyznacza oś obojętną.

W elementach o przekrojach symetrycznych oś obojętna pokrywa się z jedną z osi symetrii w zależności od kierunku działania sił na dany element. Warstwa obojętna zawiera w takich przedmiotach jedną z osi symetrii. Skrajne warstwy przekroju leżą w jednakowej odległości od warstwy obojętnej.

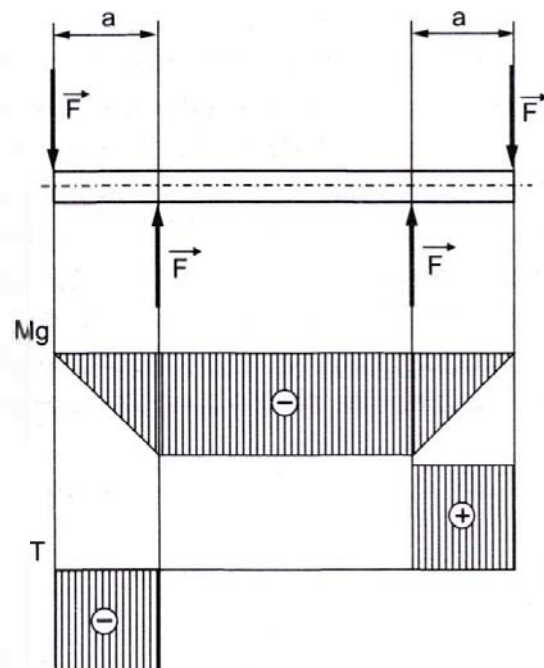
W przedmiotach o przekroju niesymetrycznym warstwa obojętna nie musi leżeć w połowie wysokości elementu, więc warstwy skrajne mogą znajdować się w różnej odległości od warstwy obojętnej.

Skracanie włókien dolnych belki świadczy o tym, iż dolna część belki jest poddana ścisnaniu. Wydłużanie włókien w górnej części belki zaświadcza o rozciąganiu tej części belki. W belce zginanej występują więc naprężenia ścisnkające i rozciągające. Ich największe wartości występują w skrajnych włóknach belki. Warstwy leżące bliżej osi obojętnej przenoszą mniejsze naprężenia. Natomiast w warstwie obojętnej naprężenia są równe zero.

5.14.7. Czyste zginanie

O czystym zginaniu pisano już wcześniej, powrót do tego zagadnienia jest tym razem spowodowany rozpatrzeniem momentów gnących i sił tnących działających na belkę poddaną czystemu zginaniu. Jak wiadomo, czyste zginanie zachodzi wtedy, gdy belka jest poddana działaniu dwóch par sił o równych momentach, lecz przeciwnie zwróconych. Wykres momentów zginających tak obciążonej belki ma kształt trapezu, zaś z wykresu sił tnących wynika, że istnieje środkowy odcinek belki nie obciążony tymi siłami.

Czyste zginanie w belce poddanej zginaniu występuje w przekroju obciążonym tylko momentem zginającym, gdzie nie ma siły tnącej. W przypadku przedstawionym na rysunku 5.36 czyste zginanie ma miejsce w środku belki. Na odcinkach o długości a działa siła tnąca, więc mamy tu do czynienia ze zginaniem złożonym.



Rys. 5.36. Belka poddana czystemu zginaniu

5.14.8. Wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie

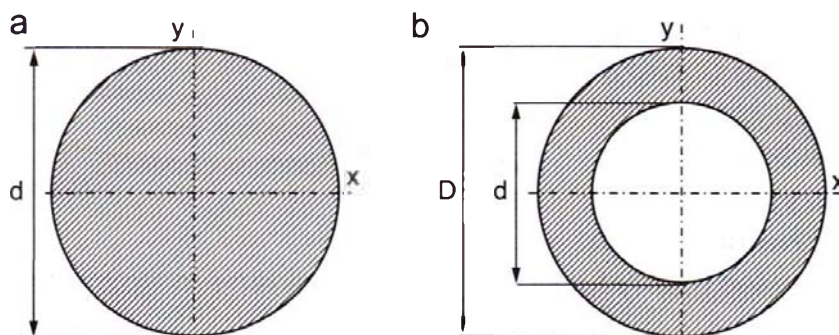
Elementy o przekroju niesymetrycznym poddane obciążeniom zginającym wykazują zróżnicowaną wytrzymałość na zginanie, w zależności od kierunku działania obciążenia. Przykładowo, płaskownik bardzo dobrze wygina się, gdy przyłożymy obciążenie zginające do jego dłuższego boku (rys. 5.37a), zaś prawie niemożliwym jest wygięcie płaskownika wzdłuż krótszego boku (rys. 5.37b).

Powyższe stwierdzenie prowadzi do wniosku, że wytrzymałość elementów na zginanie zależy nie tylko od pola przekroju elementu, co jest oczywiste (płaskownik o większym przekroju trudniej wygiąć), ale również od kształtu tego przekroju.

Zależność wytrzymałości przekroju na zginanie od kształtu przedmiotu i jego pola przekroju określa współczynnik zwany **wskaźnikiem wytrzymałości przekroju** na zginanie oznaczany W_x , gdzie indeks x oznacza oś, względem której wskaźnik jest określony. Wartości wskaźników wytrzymałości dla różnych przekrojów na zginanie można znaleźć w wielu tabelach wytrzymałościowych, odnoszących się do poszczególnych osi przekroju. Tu zostanie podany wskaźnik dla dwóch przekrojów – kołowego i rurowego, jako najczęściej narażonych na zginanie spośród występujących w budowie pojazdów samochodowych.

Wskaźnik wytrzymałości przekroju kołowego (rys. 5.38a) na zginanie, ze względu na symetryczność przekroju, jest jednakowy dla wszystkich osi symetrii i wyznacza się go z następującego wzoru:

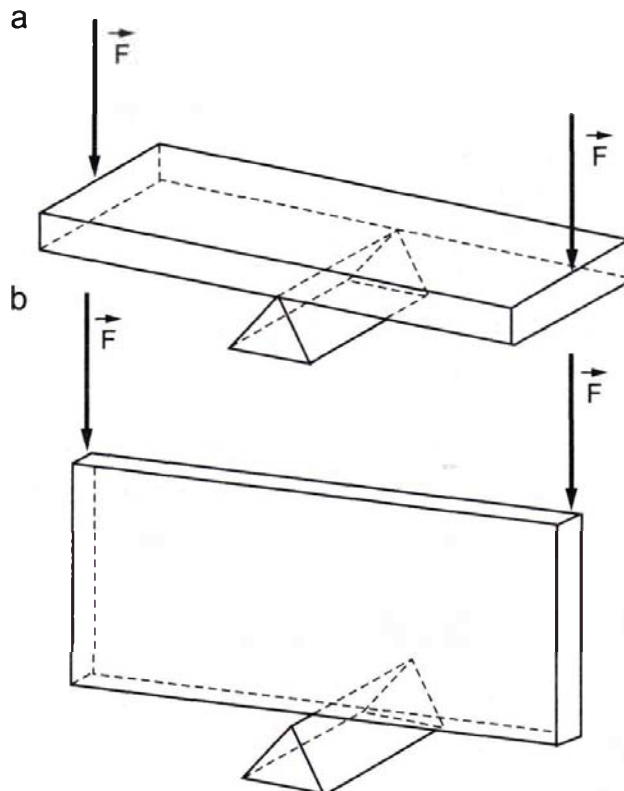
$$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3 \quad (5.69)$$



Rys. 5.38. Charakterystyczne wymiary przekrojów kołowego (a) i rurowego (b)

Wskaźnik wytrzymałości przekroju rurowego (rys. 5.38b) na zginanie, ze względu na symetryczność przekroju, również jest jednakowy dla wszystkich osi symetrii i wyznaczamy go z następującego wzoru:

$$W_x = W_y = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D} \approx 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (5.70)$$



Rys. 5.37. Płaskownik poddany zginaniu w różnych kierunkach

Jak wynika z powyższych wzorów, wskaźnik wytrzymałości jest ściśle związany z wymiarami przekroju przedmiotu zginanego i jest użyteczny przy wyznaczaniu wymiarów elementów zginanych.

5.14.9. Obliczanie belek na zginanie

Przy obliczeniach elementów pojazdu narażonych na zginanie stosuje się zasadę, że rzeczywiste naprężenia zginające muszą być mniejsze, a co najwyżej równe dopuszczalnym naprężeniom zginającym wg wzoru:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W_x} \leq k_g \quad (5.71)$$

lub dla okrągłych elementów zginanych

$$\sigma_g = \frac{M_g}{0,1d^3} \leq k_g \quad (5.72)$$

gdzie:

k_g – dopuszczalne naprężenia zginające,

M_g – moment zginający,

d – średnica belki (wał).

Odpowiednio przekształcając ten wzór, można zaprojektować elementy narażone na zginanie. Zajmiemy się przypadkami belek o przekroju okrągłym, czyli wałami i osiami.

1. Jeżeli jest znany moment zginający M_g i dopuszczalne naprężenia zginające k_g – czyli został dobrany materiał obliczanego elementu – to można wyznaczyć średnicę tego elementu z następującego wzoru:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_g}{k_g}} \quad (5.73)$$

gdzie:

k_g – dopuszczalne naprężenia zginające,

M_g – moment zginający,

d – średnica belki (wał).

Przykład. Mamy zaprojektować średnicę osi koła pośredniego biegu wstecznego w skrzynce biegów. Oś jest narażona na zginanie (rys. 5.39). Znany jest moment zginający działający na oś $M_g = 1600 \text{ N}\cdot\text{m}$. Dobrany został już materiał, z którego będzie wykonana oś – stal C45 (45), czyli znamy – na podstawie tabel – naprężenia dopuszczalne dla tego materiału $k_{go} = 80 \text{ MPa}$.

Naszym zadaniem jest obliczenie średnicy osi, aby nie pękła pod działaniem momentu zginającego.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_g}{k_{go}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 1600 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{80 \text{ MPa}}}$$

$$d \geq 58 \text{ mm}$$

2. Gdy znamy średnicę osi i naprężenia dopuszczalne na zginanie k_g – czyli materiał obliczanego elementu, to możemy wyznaczyć maksymalny moment zginający obciążający, który może przenieść oś – z następującego wzoru:

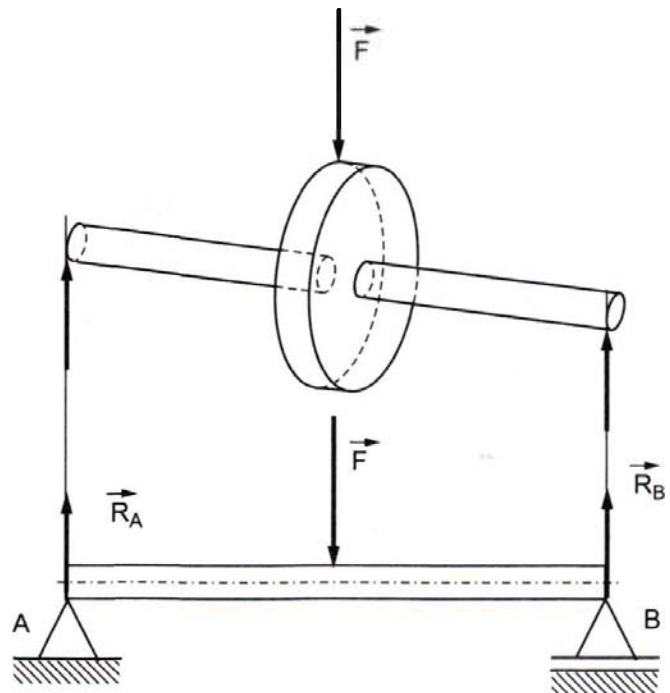
$$M_g \leq 0,1d^3 k_g \quad (5.74)$$

gdzie:

k_g – dopuszczalne naprężenia zginające,

M_g – moment zginający,

d – średnica belki (wał).



Rys. 5.39. Zginana oś koła pośredniego biegu wstecznego

Przykład. Mamy obliczyć maksymalny moment zginający, który jest w stanie wytrzymać oś z poprzedniego przykładu o ustalonej (ze względów konstrukcyjnych) średnicy $d = 60 \text{ mm}$. Oś jest narażona na zginanie (rys. 5.39). Znając materiał, z którego będzie wykonana oś – stal C35 (35), można – z tabel – odczytać naprężenia dopuszczalne dla tego materiału $k_{g0} = 70 \text{ MPa}$. Wymagana średnica osi, podana przez konstruktora, nie może być zmieniona. Naszym zadaniem jest sprawdzenie, jaki maksymalny moment zginający jest w stanie wytrzymać ta oś. Do obliczeń należy zastosować podany wcześniej wzór.

$$\begin{aligned} M_g &\leq 0,1d^3 k_g \\ M_g &\leq 0,1 \cdot 60^3 \text{ mm}^3 \cdot 70 \text{ MPa} \\ M_g &\leq 1\,512\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} = 1512 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

3. Jeśli znamy moment zginający M_g i średnicę osi, to możemy wyznaczyć wartość dopuszczalnego naprężenia na zginanie k_g i tym samym dobrać materiał obliczanego elementu z następującego wzoru:

$$k_g \geq \frac{M_g}{0,1d^3} \quad (5.75)$$

gdzie:

k_g – dopuszczalne naprężenia zginające,

M_g – moment zginający,

d – średnica belki (wał).

Przykład. Mamy dobrać materiał na wałek pośredni skrzynki biegów. Wałek jest narażony na zginanie (patrz rys. 5.39). Średnica wałka ze względów konstrukcyjnych jest już znana (podana przez konstruktora i nie można jej zmienić), $d = 35 \text{ mm}$. Znany jest moment zginający, który działa na wałek pośredni skrzyn-

ki biegów $M_g = 300 \text{ N}\cdot\text{m}$. Naszym zadaniem jest dobrać materiał wałka, aby w czasie pracy skrzynki biegów wałek nie uległ zniszczeniu. Materiał dobierzemy z tabel wytrzymałościowych na podstawie wyznaczonych ze wzoru naprężeń dopuszczalnych na zginanie k_{go} . Do tego celu należy posłużyć się podanym wcześniej wzorem.

$$k_{go} \geq \frac{M_g}{0,1d^3}$$

$$k_{go} \geq \frac{300 \cdot 10^3 \text{ N}\cdot\text{mm}}{0,1 \cdot 35^3 \text{ mm}^3}$$

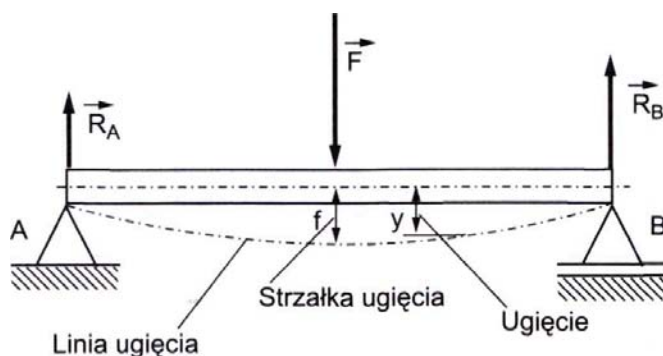
$$k_{go} \geq 69,97 \text{ MPa}$$

Z tabel wytrzymałościowych dobieramy materiał spełniający tę nierówność; jest nim stal C35 (35), dla której dopuszczalne naprężenia $k_{go} = 70 \text{ MPa}$.

5.14.10. Linia ugięcia i strzałka ugięcia

Jak wcześniej wspomniano, elementy konstrukcyjne samochodu muszą spełniać dwa podstawowe warunki: warunek wytrzymałości i warunek sztywności. Warunek wytrzymałości elementów zginanych jest spełniony, gdy naprężenia rzeczywiste nie przekroczą naprężeń dopuszczalnych. Teraz zostanie przedstawiony warunek sztywności elementów zginanych.

Wszystkie belki poddane działaniu obciążeń zginających ulegają odkształceniom, tzn. prostoliniowa belka zmienia się pod obciążeniem na krzywoliniową, tak jak przedstawiono to na rysunku 5.40.



Rys. 5.40. Linia ugięcia i strzałka ugięcia

Linia odkształcenia osi belki pod obciążeniem nazywa się **linią ugięcia** osi belki. Przemieszczenie środka ciężkości belki w kierunku prostopadłym do osi belki jest nazywane **ugięciem belki**. Maksymalna wartość ugięcia belki to **strzałka ugięcia**.

Nie trzeba chyba wyjaśniać, że w czasie pracy samochodu odkształcenia jego elementów powinny być jak najmniejsze, aby zapewniły właściwą pracę pojazdu. Dopuszczalne są jednak niewielkie odkształcenia, gdyż nie jest możliwe skonstruowanie idealnie sztywnych elementów. Ponadto elementy samochodu powinny wykazywać się pewną niewielką podatnością, która zabezpiecza je przed uszkodzeniem podczas chwilowych przeciążeń w czasie pracy. Zbyt

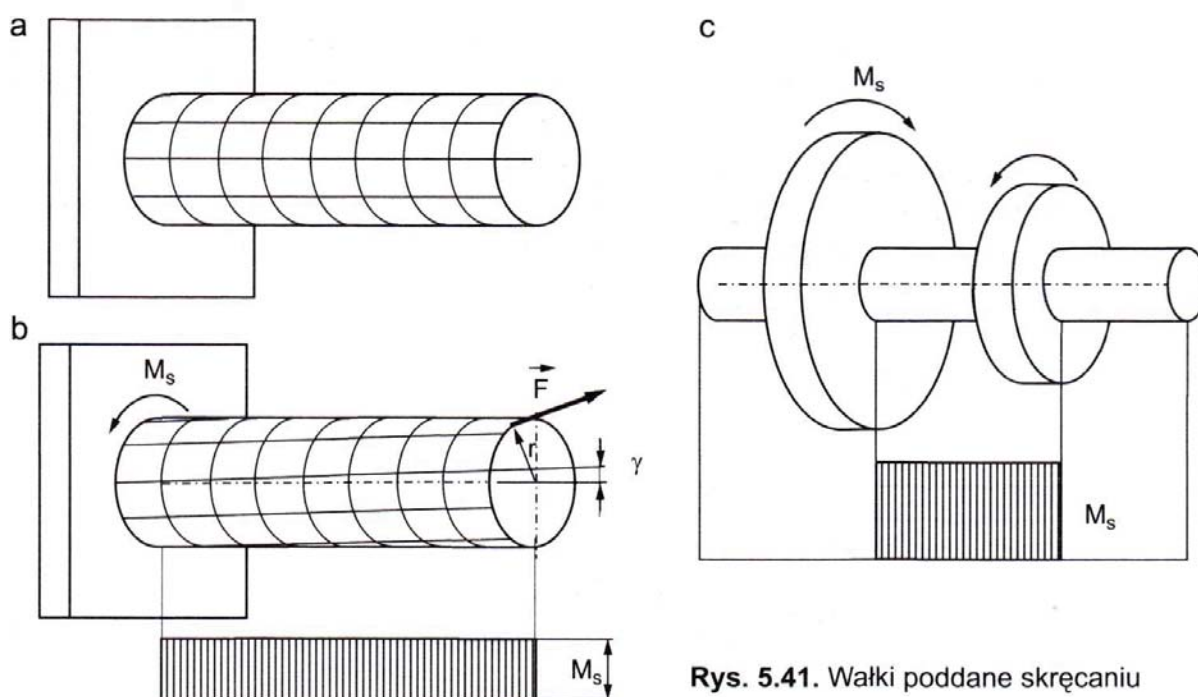
sztywny element zostałby zniszczony w takiej sytuacji, element lekko podatny odkształci się w granicach założonych tolerancji i po chwili powróci do swojego pierwotnego kształtu.

W zależności od rodzaju przeznaczenia elementów samochodu strzałka ugięcia mieści się w granicach od 0,001 do 0,005 rozpiętości belki. Jest ona zależna od kształtu przekroju zginanego i modułu sprężystości wzdłużnej E . Wzory obliczeniowe strzałki ugięcia można znaleźć w tabelach wytrzymałościowych.

5.15. Skręcanie

Obciążenia skręcające bardzo często występują w elementach pojazdów samochodowych, szczególnie elementach układu napędowego takich jak: wał korbowy, wałki w skrzynce biegów, wały napędowe, półosie napędowe, a także elementy zawieszenia i inne.

Zjawisko skręcania zostanie opisane na przykładzie wałka, którego jeden koniec jest utwierdzony (rys. 5.41a).



Rys. 5.41. Wałki poddane skręcaniu

Jeżeli do wolnego końca wałka zostanie przyłożona siła F na ramieniu r , to wytworzy się moment skręcający M_s o wartości:

$$M_s = F r \quad (5.76)$$

Moment skręcający jest stały na całej długości wałka, jego wykres w podziałce przedstawiono na rysunku 5.41b.

Na rysunku 5.41c przedstawiono w uproszczeniu wałek skrzynki biegów, na którym są osadzone dwa koła zębate. Moment napędowy jest przekazywany przez większe koło, następnie przez odcinek wałka na mniejsze koło, które przekazuje

go dalej. Między dwoma kołami następuje skrećanie wałka. Również w tym przypadku wałek jest obciążony momentem skrećającym. Obciążenie to występuje na odcinku między kołami (patrz wykres momentu skrećającego na rys. 5.41c).

Pod działaniem momentu skrećającego (patrz rys. 5.41b) wałek odkształca się, jego cząstki elementarne skrećają się o kąt γ zwany kątem odkształcenia postaciowego. Kąt γ poznaliśmy wcześniej przy omawianiu ścinania.

5.15.1. Wskaźnik wytrzymałości przekroju na skrećanie

Elementy podane obciążeniom skrećającym wykazują, podobnie jak elementy zginane, zróżnicowaną wytrzymałość na skrećanie w zależności od kierunku działania obciążenia. Zależność wytrzymałości przekroju na skrećanie od kształtu przedmiotu i jego pola przekroju określa współczynnik zwany wskaźnikiem wytrzymałości przekroju na skrećanie oznaczany W_o . Wartości wskaźników wytrzymałości dla różnych przekrojów można znaleźć w tabelach wytrzymałościowych w odniesieniu do poszczególnych osi przekroju. Zajmiemy się wskaźnikiem wytrzymałości na skrećanie dla dwóch najczęściej spotykanych przekrojów w budowie pojazdów samochodowych i narażonych na skrećanie – czyli przekroju kołowego i rurowego.

Wskaźnik wytrzymałości na skrećanie przekroju kołowego (jednakowego dla obu osi symetrii x , y , patrz rys. 5.38a) wyznacza się z następującego wzoru:

$$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d \quad (5.77)$$

gdzie d jest średnicą zewnętrzną koła.

Wskaźnik wytrzymałości przekroju rurowego na zginanie, ze względu na symetryczność przekroju, również jest jednakowy dla wszystkich osi symetrii. Wyznacza się go z następującego wzoru:

$$W_x = W_y = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} \approx 0,2 \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (5.78)$$

gdzie d i D są średnicami odpowiednio wewnętrzną i zewnętrzną (patrz rys. 5.38b).

5.15.2. Obliczanie elementów na skrećanie

Obliczenia elementów pojazdu narażonych na skrećanie przeprowadza się zgodnie z poznana już zasadą, że rzeczywiste naprężenia skrećające muszą być mniejsze, a co najwyżej równe dopuszczalnym naprężeniom skrećającym, według wzoru:

$$\tau_s = \frac{M_s}{W_o} \leq k_s \quad (5.79)$$

gdzie:

k_s – dopuszczalne naprężenia skręcające,

M_s – moment skręcający,

W_o – wskaźnik wytrzymałości na skręcanie przekroju kołowego.

Dla elementów skręcanych o przekroju kołowym wzór ten przyjmuje postać:

$$\tau_s = \frac{M_s}{0,2 d^3} \leq k_s \quad (5.80)$$

gdzie:

k_s – dopuszczalne naprężenia skręcające,

M_s – moment skręcający,

d – średnica belki (wałka).

Odpowiednio przekształcając ten wzór, można zaprojektować elementy narażone na skręcanie. W naszym przypadku zajmiemy się elementami o przekroju kołowym – czyli wałkami.

1. Gdy znane są wartości momentu skręcającego M_s i dopuszczalnego naprężenia skręcającego k_s – czyli został dobrany materiał obliczanego elementu – to można wyznaczyć jego średnicę z następującego wzoru:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5M_s}{k_s}} \quad (5.81)$$

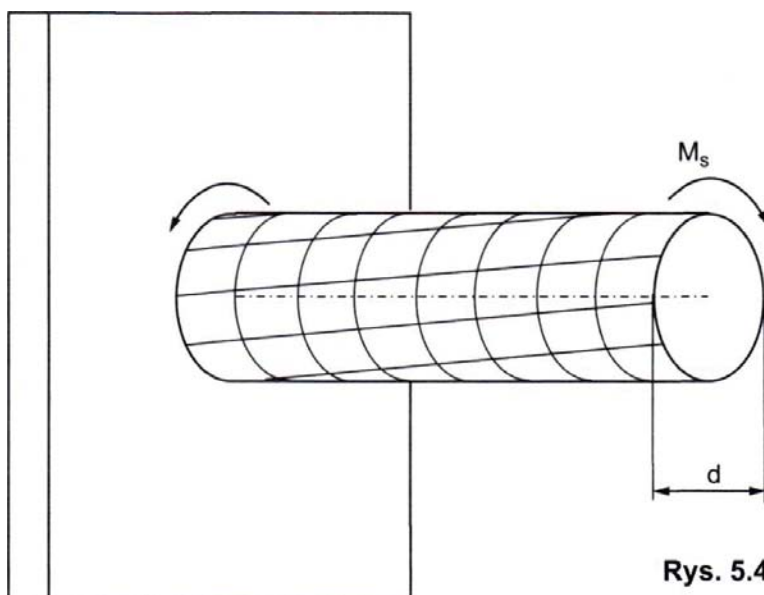
gdzie:

k_s – dopuszczalne naprężenia skręcające,

M_s – moment skręcający,

d – średnica belki (wałka).

Przykład. Mamy zaprojektować średnicę drążka (wałka) skrętnego zawieszenia pojazdu (rys. 5.42). Znany jest moment skręcający działający na drążek $M_s = 80 \text{ N}\cdot\text{m}$. Został dobrany materiał, z którego będzie wykonany drążek – stal 41Cr4 (40H), czyli można odczytać z tabel wartość naprężenia dopuszczalnego dla tego materiału $k_{sj} = 130 \text{ MPa}$. Należy obliczyć średnicę drążka tak, aby nie uległ on zniszczeniu pod działaniem momentu skręcającego.



Rys. 5.42. Drążek skrętny poddany skręcaniu

Podany wzór umożliwi rozwiązanie tego zadania.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5M_s}{k_{sj}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 80 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{130 \text{ MPa}}}$$

$$d \geq 14,54 \text{ mm}$$

2. Jeśli znana jest średnica wałka i wartość naprężenia dopuszczalnego na skrećanie k_s – czyli materiał obliczanego elementu, to można wyznaczyć maksymalny moment skrećający, który może przenieść wałek z następującego wzoru:

$$M_s \leq 0,2 d^3 k_s \quad (5.82)$$

gdzie:

k_s – dopuszczalne naprężenia skrećające,
 M_s – moment skrećający,
 d – średnica belki (wału).

Przykład. Mamy obliczyć, jaki maksymalny moment skrećający jest w stanie przenieść drażek skrećny z poprzedniego przykładu (patrz rys. 5.42), którego średnica jest ustalona ze względów konstrukcyjnych: $d = 16 \text{ mm}$. Drażek jest narażony na skrećanie. Znany jest materiał, z którego będzie wykonany drażek – stal 41Cr4 (40H), czyli można – na podstawie tabel – odnaleźć wartość naprężenia dopuszczalnego dla tego materiału $k_{sj} = 130 \text{ MPa}$. Średnicy drażka podanej przez konstruktora nie można zmienić ze względów konstrukcyjnych. Naszym zadaniem jest sprawdzenie, jaki maksymalny moment skrećający jest w stanie wytrzymać drażek. Z podanego wzoru można wyznaczyć ten moment skrećający.

$$M_s \leq 0,2 d^3 k_{sj}$$

$$M_s \leq 0,2 \cdot 16^3 \text{ mm}^3 \cdot 130 \text{ MPa}$$

$$M_s \leq 106\,496 \text{ N} \cdot \text{mm} = 106,496 \text{ N} \cdot \text{m}$$

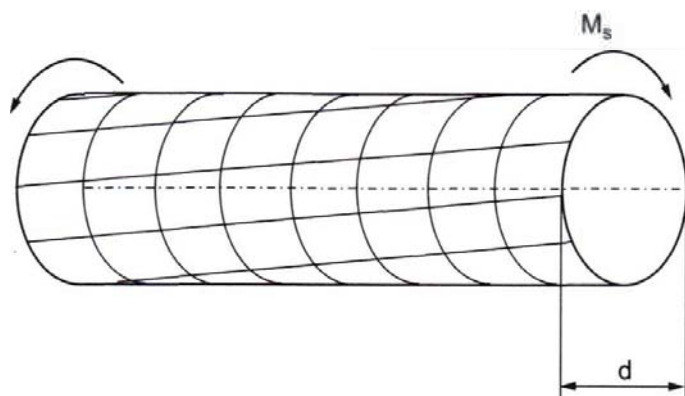
3. Jeżeli znamy moment skrećający M_s i średnicę wałka, to możemy wyznaczyć dopuszczalne naprężenia na skrećanie k_s dla wałka – czyli materiał obliczanego elementu – z następującego wzoru:

$$k_s \geq \frac{M_s}{0,2 d^3} \quad (5.83)$$

gdzie:

k_s – dopuszczalne naprężenia skrećające,
 M_s – moment skrećający,
 d – średnica belki (wału).

Przykład. Musimy określić, z jakiego materiału można wykonać półoś napędową narażoną na skrećanie (rys. 5.43). Średnica półosi ze względów konstrukcyjnych jest znana (podana przez konstruktora i nie można jej zmienić), $d = 20 \text{ mm}$. Znamy moment skrećający, jakiemu poddawana jest półoś napędowa $M_s = 200 \text{ N} \cdot \text{m}$.



Rys. 5.43. Półoś napędowa poddana skręcaniu

Naszym zadaniem jest tak dobrać materiał półosi, aby w czasie przekazywania napędu nie uległa ona zniszczeniu. Materiał należy dobrać z tabel wytrzymałościowych na podstawie wyznaczonych z podanego wzoru naprężeń dopuszczalnych na skręcanie k_s .

$$k_{sj} \geq \frac{M_s}{0,2 d^3}$$

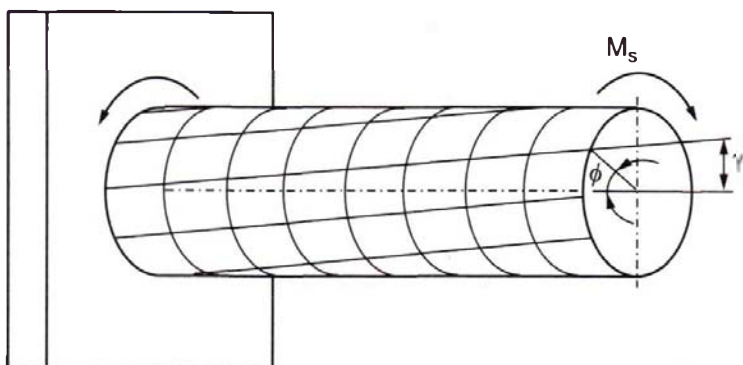
$$k_{sj} \geq \frac{200 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{0,2 \cdot 20^3 \text{ mm}^3}$$

$$k_{sj} \geq 125 \text{ MPa}$$

Z tabel wytrzymałościowych dobieramy materiał spełniający tę nierówność; jest nim stal 41Cr4 (40H), dla której dopuszczalne naprężenia $k_{sj} = 130 \text{ MPa}$.

5.15.3. Warunek sztywności pręta skręcanego

Wszystkie elementy samochodu podane działaniu obciążeń skręcających ulegają odkształceniom skręcającym, których wartość musi mieścić się w określonych granicach, aby został zachowany warunek sztywności. Jak wiadomo, wałek skręcany odkształca się o pewien kąt ϕ zwany kątem skręcenia wału, przedstawiony na rysunku 5.44.



Rys. 5.44. Pręt poddany skręcaniu

Wartość graniczna kąta skręcenia wału określa **warunek sztywności elementów skręczanych**. Jest on zapisywany w postaci następującego wzoru:

$$\varphi = \frac{M_s l}{G J_o} \leq \varphi_{dop} \quad (5.84)$$

gdzie:

l – długość odcinka wału poddanego skręcaniu,

G – moduł sprężystości postaciowej,

J_0 – biegunowy moment bezwładności.

Dla przekroju kołowego o średnicy zewnętrznej d (patrz rys. 5.38a) wyznacza się go z zależności:

$$J_0 = \frac{\pi d^4}{32} \quad (5.85)$$

natomiast dla przekroju rurowego o średnicach zewnętrznej D i wewnętrznej d (patrz rys. 5.38b) z następującego wzoru:

$$J_0 = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32} \quad (5.86)$$

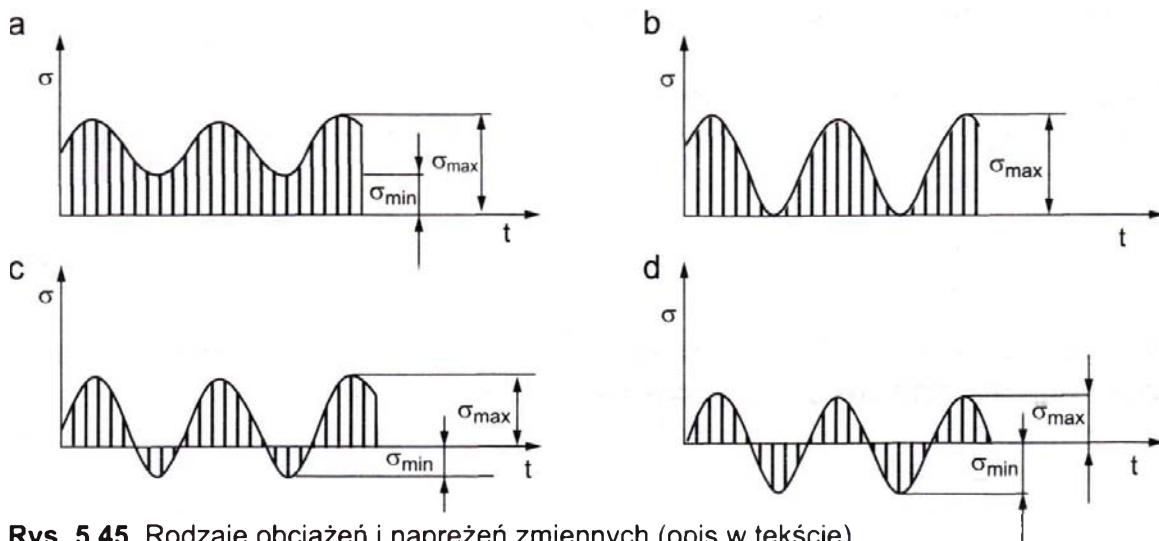
5.16. Wytrzymałość zmęczeniowa – obciążenia i naprężenia zmienne

Dotychczas zajmowaliśmy się naprężeniami pod działaniem stałych wartości obciążeń – takie naprężenia występują np. w dużym zakresie pracy prowadnic siedzeń samochodowych. Siedzenie w chwili, gdy usiądzie na nim pasażer, jest obciążone stałą siłą równą ciężarowi tego pasażera. Większość części pracujących w samochodzie jest jednak poddawana obciążeniom zmiennym: elementy zawieszenia pojazdu są obciążane zmiennymi siłami pochodzącymi od podłoża, po którym jedzie pojazd; elementy układu napędowego są obciążane zmiennymi wartościami momentów skręcających w zależności od zapotrzebowania pojazdu na moment napędowy; układ tłokowo-korbowy jest cyklicznie obciążany zmiennymi siłami pochodzącymi od ciśnienia gazów spalanych paliwa itp. Obciążenia zmienne wywołują w częściach samochodu naprężenia zmienne, które są dla nich bardziej niebezpieczne. Jak wynika z doświadczeń, naprężenia zmienne o tej samej wartości co naprężenia stałe prowadzą do szybszego zniszczenia części. Obciążenia zmienne wywołują tzw. zmęczenie materiału. Przykładem elementu poddanego obciążeniom zmiennym prowadzącym do zmęczenia materiału są resory samochodowe, które pod wpływem zmiennego obustronnego zginania pękają, w wyniku zmęczenia materiału, mimo iż są wykonane ze stali sprężynowych, a wartości sił działających na resory wywołują w nich naprężenia mniejsze od naprężeń dopuszczalnych.

Naprężenia zmienne można podzielić na:

- jednostronne – dodatnie i ujemne,
- odzerowo tętniące – dodatnie i ujemne,
- dwustronne,
- wahadłowe,
- nieustalone.

Rodzaje obciążeń i naprężeń zmiennych przedstawiono na rysunku 5.45.



Rys. 5.45. Rodzaje obciążeń i naprężeń zmiennych (opis w tekście)
 σ – naprężenie, t – czas

Naprężenia **jednostronne** charakteryzują się tym, że zarówno ich maksymalna, jak i minimalna wartość jest różna od zera. Mogą być dodatnie, położone nad poziomą osią wykresu – rysunek 5.45a, lub ujemne, położone poniżej osi.

Naprężenia **odzerowo tętniące** charakteryzują się tym, że jedno z naprężeń (maksymalne lub minimalne) jest równe zero. Mogą być dodatnie – rysunek 5.45b, lub ujemne.

Naprężenia **dwustronne** to takie, których wartość maksymalna jest dodatnia, a minimalna ujemna – rysunek 5.45c.

Naprężenia **wahadłowe** są to naprężenia, których naprężenia maksymalne są różne od zera i równe sobie co do wartości, lecz przeciwnego znaku (rys. 5.45d).

Naprężenia **nieustalone** są to naprężenia, których wartości naprężeń są trudne do ustalenia w czasie.

Granica wytrzymałości części poddanej obciążeniom zmiennym jest mniejsza niż granica wytrzymałości części poddawanej obciążeniu stałemu. Dlatego naprężenia dopuszczalne przy obciążeniach zmiennych są mniejsze niż przy obciążeniach stałych.

Ze względu na poznany charakter obciążeń wyróżnia się dwa rodzaje dopuszczalnych naprężeń zmiennych. Dopuszczalne naprężenia zmienne, jak wcześniej wspomniano, są oznaczane dodatkowym indeksem:

j – przy obciążeniach tętniących jednostronnie zmiennych, np. k_{cj} ,

o – przy obciążeniach wahadłowych obustronnie zmiennych, np. k_{go} .

Symbol k_{go} oznacza dopuszczalne naprężenia zginające przy obciążeniach wahadłowych obustronnie zmiennych.

Szczególnie narażone na obciążenia zmienne są części maszyn, w których występują karby. Miejsca występowania karbów oblicza się dodatkowo, wykonując obliczenia wytrzymałościowe. Obliczenia wytrzymałościowe są dość skomplikowane i opierają się na współczynnikach doświadczalnych i teoretycznych. Obliczenia zmęczeniowe wykraczają poza zakres tej książki.

5.17. Obliczanie elementów poddanych jednoczesnemu zginaniu i skręcaniu – wytrzymałość złożona

W rzeczywistych częściach pojazdu samochodowego takie elementy, jak np. wały są poddawane jednoczesnemu działaniu dwóch obciążeń – zginaniu i skręcaniu. Z tego powodu występuje w nich złożony charakter naprężeń i odkształceń (rys 5.46). Obliczenia wytrzymałościowe przy złożonym stanie naprężeń wymagają zastosowania hipotezy Hubera, określającej następujące zależności:
– dla naprężeń o tym samym kierunku działania

$$\sigma_z = \sigma_r + \sigma_g \leq k_r \text{ (lub } k_{\eta} \text{ lub } k_{rc}) \quad (5.87)$$

– dla naprężeń o różnych kierunkach działania (np. przy jednoczesnym zginaniu i skręcaniu)

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_g^2 + (\alpha \tau_s)^2} \leq k_g \text{ (lub } k_{gj} \text{ lub } k_{go}) \quad (5.88)$$

gdzie α jest współczynnikiem określającym stosunek naprężeń normalnych do stycznych, np.

$$\alpha = \frac{k_g}{k_s}; \alpha = \frac{k_r}{k_s}; \alpha = \frac{k_{go}}{k_{sj}} \quad (5.89)$$

Do obliczania wałów jednocześnie skręcanych i zginanych wykorzystuje się drugą zależność, gdyż występują tu naprężenia o różnych kierunkach normalne przy zginaniu i styczne przy skręcaniu.

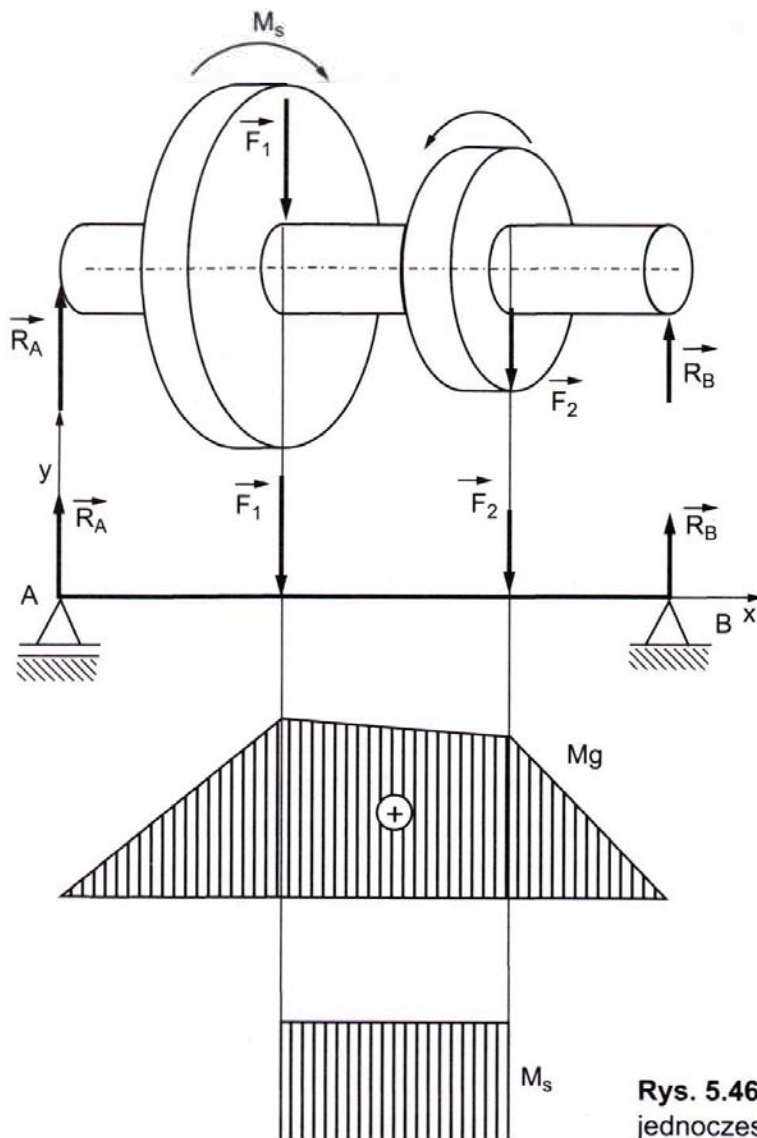
Obliczenia wytrzymałościowe wału poddanego jednoczesnemu zginaniu i skręcaniu zostaną przeprowadzone na przykładzie wałka sprzęgłowego skrzynki biegów.

Przykład. Sprawdzić wytrzymałościowo wałek skrzynki biegów o przekroju okrągłym (rys. 5.46), wykonany ze stali wyższej jakości C20, dla którego $k_{go} = 70$ MPa, $k_{so} = 40$ MPa. Ponieważ wałek obraca się w czasie pracy, naprężenia działają na niego obustronnie, czyli są obustronnie działające. Wałek w niebezpiecznym przekroju jest obciążony momentem skręcającym o wartości $170,5$ N · m oraz momentem zginającym o wartości 255 N · m. Średnica wałka wynosi 36 mm.

Do sprawdzenia wałka korzystamy z następujących wzorów:

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_g^2 + (\alpha \tau_s)^2} \leq k_{go}; \quad \alpha = \frac{k_{go}}{k_{so}} \quad (5.90)$$

$$\sigma_g = \frac{M_g}{0,1d^3} \leq k_{go}; \quad \tau_s = \frac{M_s}{0,2d^3} \leq k_s$$



Rys. 5.46. Wałek skrzynki biegów poddany jednoczesnemu zginaniu i skręcaniu

Podstawiając do wzoru na naprężenia zastępcze σ_z wzory na σ_g i τ_s oraz α , uzyskuje się następującą postać:

$$\sigma_z = \sqrt{\left(\frac{M_g}{0,1d^3}\right)^2 + \left(\frac{k_{go}}{k_{so}} \frac{M_s}{0,2d^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{255\,000}{0,1 \cdot 36^3}\right)^2 + \left(\frac{70}{40} \frac{170\,500}{0,2 \cdot 36^3}\right)^2} = 55,76 \text{ MPa}$$

Następnie podstawiamy do wzoru wartości, pamiętając, by wartości podane w $\text{N} \cdot \text{m}$ zamienić na wartości w $\text{N} \cdot \text{mm}$:

$$\sigma_z = \sqrt{\left(\frac{255\,000}{0,1 \cdot 36^3}\right)^2 + \left(\frac{70}{40} \frac{170\,500}{0,2 \cdot 36^3}\right)^2} = 55,76 \text{ MPa}$$

Wyznaczone naprężenia zastępcze $\sigma_z = 55,76 \text{ MPa}$ są mniejsze od dopuszczalnych naprężeń obustronnego zginania $k_{go} = 70 \text{ MPa}$. Posługując się powyższą zasadą, możemy sprawdzić wytrzymałościowo elementy narażone na złożony stan naprężeń i odkształceń.

5.18. Pytania kontrolne i zadania

1. Jakie znasz rodzaje odkształceń? Podaj ich charakterystykę.
 2. Jakie znasz rodzaje obciążeń? Podaj ich charakterystyczne cechy.
 3. Co to jest naprężenie? Jakie są rodzaje naprężeń?
 4. Co to jest liczba Poissona?
 5. Czego dotyczy prawo Hooke'a? Podaj zależności wyrażające to prawo.
 6. Co to jest moduł Younga?
 7. Co to jest granica proporcjonalności?
 8. Co to jest granica plastyczności?
 9. Co to jest granica wytrzymałości materiału?
 10. Jakie materiały nazywamy materiałami anizotropowymi?
 11. Jakie materiały nazywamy materiałami izotropowymi?
 12. Co to są naprężenia dopuszczalne i jak je określamy?
 13. Co to jest nośność graniczna?
 14. Co to są naprężenia rzeczywiste i jak je określamy?
 15. Podaj przykłady spiętrzenia naprężeń.
 16. Co to jest karb?
 17. Co oznacza pojęcie złożony stan naprężeń?
 18. Co to są naprężenia termiczne?
 19. Jakie znasz rodzaje ścinania? Czym się charakteryzują?
 20. Jakie znasz rodzaje zginania? Czym się charakteryzują?
 21. Co to jest moment gnący i jak się go określa?
 22. Co to jest siła tnąca i jak się ją określa?
 23. Co to jest warstwa obojętna?
 24. Co to jest wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie?
 25. Co to jest strzałka ugięcia?
 26. Od czego zależy wytrzymałość na skręcanie? Podaj warunek sztywności pręta skręcanego.
 27. Co to są naprężenia zmienne?
 28. Jakie znasz rodzaje naprężeń zmiennych?
 29. Na podstawie tabeli zamieszczonej na sąsiedniej stronie porównaj właściwości wytrzymałościowe:
 - stali węglowych i stopowych,
 - żeliwa szarego i ciągliwego,
 - żeliwa szarego i stali węglowych,
 - żeliwa szarego i stali stopowych.
- Omów charakterystyczne właściwości wytrzymałościowe danych rodzajów materiałów. Omów charakterystyczne właściwości danych rodzajów materiałów będące zaletami decydującymi o możliwości wykorzystania ich na części pojazdów samochodowych.

Materiał	Oznaczenie wg PN	Granica wytrzymałości R_m [MPa]	Granica plastyczności $R_{0,2}$ [MPa]	Wydłużenie $A_{0,5}$ [%]	Przewężenie Z [%]
Stal węglowa	E295 (St 5)	500–620	270	19–21	
Stal węglowa	E360 (St 7)	700–850	340	10–11	
Stal węglowa	C10 (10)	320–450	190	33	60
Stal węglowa	C65 (65)	710–880	420	10	30
Stal stopowa	15H4 (15 H)	700	450	10	45
Stal stopowa	18HGT4-4-10 (18 HGT)	1100	900	10	50
Stal sprężynowa	55GS4-4(55 GS)	1000	800	8	30
Mosiądz	CuZn 10	300–500	8–15		
Stop aluminium	AlSi 11	150–160		2–4	
Żeliwo szare	EN-GJL-180 (Zl 180)	150–200			
Żeliwo ciągliwe	EN-GJMB-350-6 (ZcB 3506)	350		6	
Tworzywa sztuczne		20–200			

30. Oblicz średnicę wałka o przekroju okrągłym, wykonanego ze stali wyższej jakości C35, dla którego $k_{go} = 70$ MPa, $k_{so} = 40$ MPa. Wałek skrzynki biegów obraca się w czasie pracy – więc naprężenia działają na niego z obu stron. W niebezpiecznym przekroju wałek jest obciążony momentem skręcającym o wartości $170,5$ N·m oraz momentem zginającym o wartości 255 N·m.
31. Sprawdź wytrzymałościowo wałek skrzynki biegów wykonany ze stali wyższej jakości C55, dla której $k_{go} = 90$ MPa, $k_{so} = 50$ MPa. Naprężenia występujące w obracającym się wałku (o przekroju okrągłym – średnica 36 mm) działają obustronnie. Wałek w niebezpiecznym przekroju jest obciążony momentem skręcającym o wartości 210 N·m oraz momentem zginającym o wartości 275 N·m.
32. Wyznacz naprężenia występujące w pręcie o średnicy $d = 8$ mm, rozciągającym siłą $F = 60$ kN.
33. Oblicz naprężenia występujące w wale o średnicy $d = 30$ mm. Wał jest obciążony momentem zginającym $M_g = 170$ N·m.