

EFFECT OF EXPLOATATION CONDITIONS ON TENSILE STRENGTH OF TOOTHED BELTS USED TO DRIVE TIMING GEAR SYSTEM

Leszek Gardyński

*Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny, Katedra Inżynierii Materiałowej
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 LUBLIN
tel.: +48 81 53 81 215, 53 81209, e-mai: l. gardynski@pollub.pl.*

Abstract

In the paper, the results of investigation of static tensile strength of toothed belts with various mileages are presented. The fair distinct dependence of belt tensile strength on car mileage was found. Oiled belts revealed significantly lower tensile strength. The feasibility of absorbing the part of collision energy is also discussed in the paper for the case of the impingement on a rear part of another car. The possibility of inducing damage to the timing gear system by the toothed belt is also considered. The STRENGTH of belts of the gear system determined in the test of the statical extension is characterized with the considerable scattering. It is necessary realization of greater quantities research of the same type belts. Except the strength of the belt on the fact of his break can have the influence dynamic loads caused with such events as e.g. the road- accident or incorrect service of the vehicle.

WPLYW CZYNNIKÓW EKSPLOATACYJNYCH NA WYTRZYMAŁOŚĆ PASKÓW ZĘBATYCH DO NAPĘDU UKŁADÓW ROZRZĄDU

Streszczenie

W referacie przedstawiono wyniki badań statycznej próby rozciągania pasków zębatych napędu rozrządu o różnym przebiegu, na maszynie wytrzymałościowej. Zauważono dosyć wyraźną zależność pomiędzy przebiegiem samochodu od chwili zamontowania paska a spadkiem jego wytrzymałości. Stwierdzono wyraźnie niższą wytrzymałość pasków zaolejonych. W referacie przedstawiono także rozważania na temat możliwości zaabsorbowania części energii zderzenia przez silnik, w przypadku najechania na tył poruszającego się z mniejszą prędkością samochodu osobowego. Zamieszczono również rozważania na temat możliwości uszkodzenia napędu układu rozrządu paskiem zębatym na skutek kolizji. Wytrzymałość pasków rozrządu określana w próbie statycznego rozciągania charakteryzuje się znacznym rozrzutem. Wskazane jest przeprowadzenie badań większych ilości pasków tego samego typu. Oprócz wytrzymałości paska na fakt jego zerwania mogą mieć wpływ obciążenia dynamiczne wywołane takimi zdarzeniami jak np. kolizja drogowa lub nieprawidłowa obsługa pojazdu.

1. Wprowadzenie

Powszechnie stosowane w latach 80- i 90-tych ubiegłego wieku napędy układu rozrządu z wykorzystaniem neoprenowych pasków zębatych mimo licznych zalet, jak prostota rozwiązania, polegająca na łatwym doprowadzeniu napędu do licznych odbiorników rozmieszczonych na silniku w dość dowolnych miejscach oraz cichobieżność, posiadają pewną wadę. Mianowicie paski zębate charakteryzują się trudną do określenia trwałością, zależną poza jakością wykonania samego paska od szeregu czynników. Należą do nich np.:

prawidłowy stan i geometria usytuowania kół zębatach, prawidłowe naprężenie wstępne, jakość stan rolek napinających i napędzanych odbiorników, a także sposób eksploatacji pojazdu; zanieczyszczenia, zwłaszcza w pojazdach eksploatowanych w terenie, technika jazdy. W pewnych sytuacjach jak np. kolizja drogowa, czy np. nieprawidłowo wykonywana próba rozruchu na tzw. „zaciąg”, może nastąpić chwilowe przekroczenie wytrzymałości paska i jego zerwanie lub przeskoczenie. Skutkiem utraty więzi kinematycznej pomiędzy wałkiem rozrządu a wałem korbowym, bądź ich wzajemnego „przestawienia”, jest na ogół poważna awaria silnika, unieruchamiająca pojazd i powodująca konieczność bardzo kosztownej naprawy. W ostatnim okresie obserwuje się tendencje producentów do zmniejszania zalecanych okresów eksploatacji pasków zębatach i coraz częstsze stosowanie rozwiązań napędu innego typu, najczęściej poprzez powrót do łańcucha, często zębatego. W przyszłości kwestia paska wydaje się być przesądzona, poprzez stosowanie bezpośredniego, elektromechanicznego napędu zaworów.

2. Badania wytrzymałości pasków

Przeprowadzone badania polegały na określeniu wytrzymałości pasków zębatach, o znanym przebiegu na zrywanie, podczas prób statycznego rozciągania. Próby były przeprowadzane na maszynie wytrzymałościowej typu ZD-10.

Do mocowania paska zostały wykonane dwa uchwyty rolkowe, które pozwalały na jego swobodne przewijanie, w celu równomiernego naprężenia paska.



Rys. 1. Pasek zamocowany w maszynie wytrzymałościowej za pośrednictwem uchwytów wykonanych z rolek napinaczy

Fig. 1. Belt placed in tensile machine and pulled fixtures made of tension rolls

Badania przeprowadzono na kilkudziesięciu paskach rozrządu, różnych typów i producentów. Paski do badań zostały zebrane, z kilku zakładów naprawy samochodów na terenie Lublina i okolic. Wśród badanych pasków przeważają wyroby dwóch czołowych producentów zestawów rozrządu i pasków napędu dodatkowego, firm ContiTech oraz Gates. Wymiany tych pasków odbyły się nie wcześniej niż w ciągu jednego roku przed datą przeprowadzenia badań.

Z racji różnych szerokości badanych pasków określano pole powierzchni przekroju paska oraz naprężenia występujące w pasku podczas zrywania z następujących wzorów:

$$S = a \cdot b, \quad (1)$$

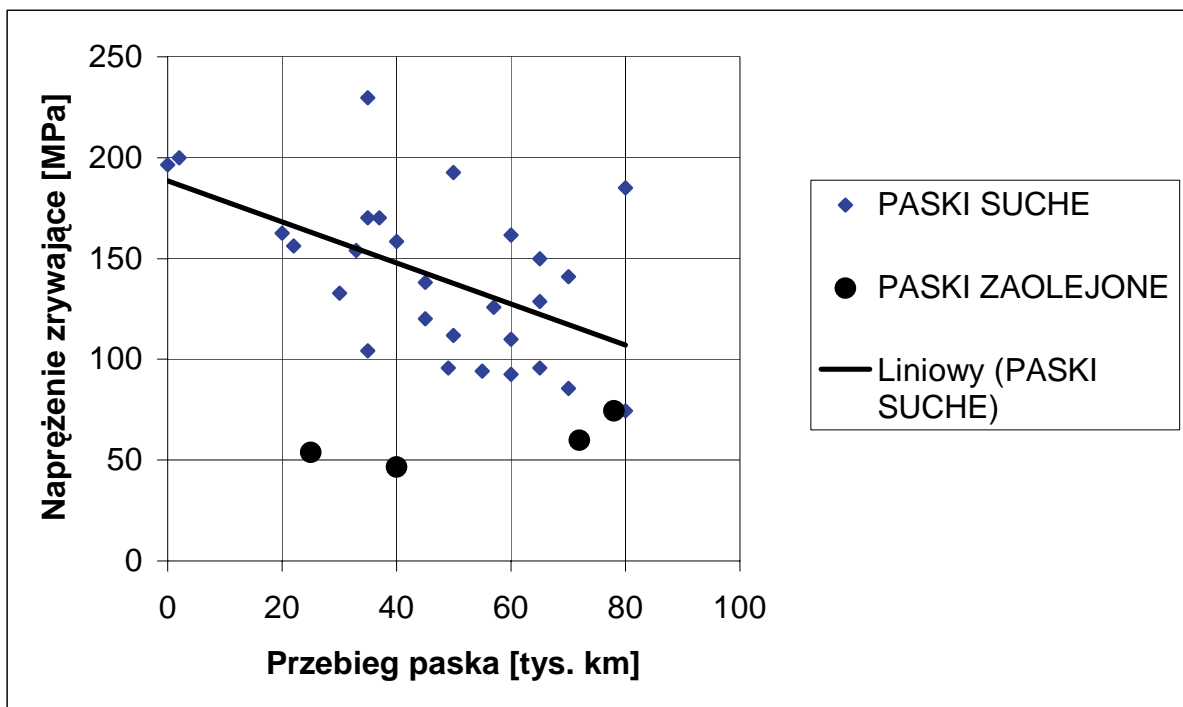
gdzie:

- S- pole przekroju paska rozrządu [mm²],
- a- szerokość paska [mm],
- b- grubość paska u podstawy zębów [mm].

$$\sigma = \frac{F_{zr}}{2 \cdot S}, \quad (2)$$

gdzie:

- σ - naprężenia rzeczywiste w jednej gałęzi paska [MPa],
- F_{zr} - siła zrywająca [N].



Rys. 2. Zależność naprężeń zrywających od przebiegu paska
 Fig. 2. Static tensile strength of timing belts with various mileages

Tabela 1. Zestawienie wyników pomiarów [8]
Table 1. Experimental results [8]

Lp	Marka paska	Marka pojazdu	Pojemność silnika [cm ³]	Przebieg [tys. km]	Szerokość paska [mm]	Grubość paska b [mm]	Liczba zębów	Siła zrywająca F _{zr} [N]	Pole przekroju paska S [mm ²]	Naprężenie zrywające σ [MPa]	Uwagi
1	Conti Tech	VW	2300B	0	25	2,7	147	26500	67,5	196,3	
2	Optibelt	Toyota	1000B	2	24	2,5	121	24000	60	200	
3	Conti Tech	Ford	1600B	20	20	2,4	131	15600	48	162,5	
4	Gates	Honda	1800B	22	24	2	113	15000	48	156,25	
5	Conti Tech	Opel	1300B	25	15	2,6	104	4200	39	53,85	zaolejony
6	Conti Tech	Nissan	2000D	30	25	2,2	111	14600	55	132,75	
7	Gates	Lancia	1100B	33	15	2,5	125	11550	37,5	154	
8	Gates	VW	1600B	35	19	2,6	128	16800	49,4	170,05	
9	Gates	Renault	2200B	35	19	3	118	11900	57	104,4	
10	Gates	VW	1800B	35	19	2	153	17450	38	229,6	
11	Gates	Citroen	1400B	37	17	2,3	108	13300	39,1	170,05	
12	Conti Tech	VW	1600D	40	24	2	135	15200	48	158,35	
13	Gates	Hyundai	1800B	40	13	3	65	3550	38,1	46,6	zaolejony
14	Conti Tech	BMW	2000B	45	25	2,2	127	15200	55	138,2	
15	Mitsubischi	Mitsubi.	1800B	45	19	2,3	113	10500	43,7	120,15	
16	Conti Tech	VW	1400B	49	17	2,8	135	9100	47,6	95,6	
17	Gates	VW	1900D	50	25	2,2	137	12300	55	111,8	
18	Gates	Mitsubi.	2000B	50	24	2	122	18500	48	192,7	
19	Gates	BMW	1800B	55	20	3	110	11700	62,1	94,2	
20	Gates	Hyundai	1800B	57	13	2,5	65	8000	31,7	125,95	
21	Gates	Austin	2000B	60	17	2	104	11000	34	161,75	
22	Conti Tech	Opel	1600B	60	17	2,3	111	5100	39,1	65,2	zaolejony
23	Conti Tech	VW	2000B	60	18	2,2	121	8700	39,6	109,85	
24	Gates	VW	1800B	60	18	3	121	10000	54	92,6	
25	Gates	Renault	1400B	65	17	2	95	8750	34	128,7	
26	Conti Tech	Ford	2000B	65	18	2,5	122	8600	45	95,55	
27	Motorcraft	Ford	1600B	65	25	2,4	131	18000	60	150	
28	Conti Tech	Mazda	1500B	70	21	2,5	125	9000	52,5	85,7	
29	Gates	Lada	1500B	70	17	2	114	9600	34	141,15	
30	TRW	Renault	1400B	72	17	2,4	95	4900	40,8	60	zaolejony
31	Gates	VW	1800B	78	18	2,5	121	6700	45	74,45	zaolejony
32	Conti tech	Renault	2400D	80	26	2,5	137	9700	65	74,6	
33	Gates	Hyundai	2000B	80	29	2,3	153	24700	66,7	185,15	
34	Gates	Skoda	1600B	90	19	2,7	137	500	51,3	4,9	Naderwana

3. Obciążenia dynamiczne paska

Do najechania na tył pojazdu poprzedzającego dochodzi najczęściej w mieście, w czasie gwałtownego hamowania pojedynczego pojazdu lub kolumny. W czasie gwałtownego

hamowania, kierujący na ogół rozłącza sprzęgło i najechanie na tył jego pojazdu nie powoduje udarowego obciążenia silnika poprzez układ napędowy. Przypadek udarowego przyspieszenia prędkości obrotowej silnika pojazdu wskutek najechania na jego tył może wystąpić przy włączonym sprzęgle i biegu oraz nie zablokowanych kołach napędowych, a więc podczas jazdy z mniejszą prędkością od pojazdu uderzającego. Sytuacje takie mogą być wynikiem nieuwagi, złych warunków atmosferycznych, jazdy uderzającego pojazdu z nadmierną prędkością, zajechania drogi, czy np. wyjątkowo niespodziewanych sytuacji, których spektakularnym przykładem jest wpadanie na siebie setek pojazdów w karambolach autostradowych.

Po drodze do silnika pojazdu dodatkowa energia może znaleźć kilka dróg ujścia:

- a) Poślizg kół napędowych uderzonego pojazdu – jego wielkość zależy od przyczepności ogumienia do danej nawierzchni oraz aktualnego nacisku kół napędowych przed uderzeniem (zależny od umiejscowienia osi napędowej, rozkładu mas oraz tego czy samochód przyspiesza, zwalnia, hamuje lub jedzie ze stałą prędkością), oraz w trakcie uderzenia, które może powodować odciążenie lub dociążenie kół napędowych.
- b) Poślizg lub destrukcja w układzie przeniesienia napędu – tu istnieją duże możliwości wytracenia części energii uderzenia lub przerwania drogi jej przenoszenia do silnika: sprężyste i plastyczne skręcenie poszczególnych wałów i elementów podatnych, poślizg sprzęgła, obrócenie opon na felgach, wyłamanie zębów, ukreślenie któregoś z wałów czy ścięcie śrub.

Oprócz tego zdecydowana część nabytej wskutek najechania na tył samochodu energii zużywana jest oczywiście na odkształcenie nadwozia i niszczenie jego wyposażenia.

Normalnie silnik obciążony własnymi stratami i oporami bezwładności (na biegu luzem) jest w stanie przyspieszyć w zakresie od prędkości biegu jałowego do maksymalnej w ciągu kilku sekund, założmy że silnik benzynowy samochodu osobowego o małej pojemności skokowej pojedynczego cylindra w czasie swobodnego przyspieszania osiąga przyspieszenia „obrotowe” rzędu 5000obr/min/s (jego prędkość obrotowa zwiększa się o 5000 obr/min w czasie 1 s) i na siły wynikające z takich przyśpieszeń pasek zębaty jest konstrukcyjnie przygotowany. Natomiast w czasie zderzenia, które trwa ułamki sekundy, w zależności od przełożenia wrzuconego biegu oraz prędkości pojazdów przed zderzeniem, przyspieszenie kątowe ε wału korbowego silnika może być znacznie większe, np. o rząd wielkości. Nierzadko też może dojść do rozpędzenia silnika do prędkości obrotowej powyżej dopuszczalnej, w efekcie czego lawinowo narasta moc oporów silnika, a obciążenia mechaniczne części przewyższają ich wytrzymałość, prowadząc do awarii. Dodatkowo np. w samym układzie rozrzędu może dojść do sytuacji wystąpienia tak dużych przyspieszeń zaworów, że w efekcie zaczną one otwierać się znacznie bardziej niż to wynika z rysu krzywek (odskakiwać od elementów sterujących) i nie wracać na czas do swych gniazd, wchodząc w kolizję z tłokami. Wg [10] zjawiska takie zaczynają zachodzić przy przekroczeniu maksymalnej prędkości obrotowej wału korbowego o 30%. Z kolei maksymalna dopuszczalna prędkość obwodowa paska jest ograniczona i wynosi wg [4] 80 m/s. Przykładowo w silniku 4C90 prędkość obwodowa paska przy maksymalnej dopuszczalnej prędkości wału korbowego (5000 obr/min) wynosi ok. 20 m/s. W niekorzystnych przypadkach (np. wada konstrukcyjna silnika, czasem omyłkowa zamiana miejscami rolek napinających) może dochodzić także do niebezpiecznych drgań fragmentu samego paska, generujących naprężenia niszczące pasek. Podobna, jak dla silnika najechanego z tyłu pojazdu, sytuacja ma miejsce przy bardzo powszechnej awarii paska rozrzędu, podczas zimnego rozruchu metodą holowania. Sytuacja paska jest podczas rozruchu jeszcze mniej korzystna, zimny silnik charakteryzuje się zwiększonymi oporami, jego elementy są nieruchome, sklejone gęstym olejem, do pokonania jest znacznie większe od kinematycznego, tarcie statyczne. Pojazdy poruszają się z określoną prędkością i w momencie

włączenia sprzęgła w pojeździe holowanym dochodzi do gwałtownego rozkręcenia się nieruchomego wału korbowego do nierzadko znacznej prędkości, a co za tym idzie znacznego obciążenia paska zębatego, często kończącego się uszkodzeniem. Znane są nawet tak drastyczne przypadki, jak zerwanie paska w czasie zimowego rozruchu silnika ze świeżo naładowanego akumulatora [10]. Z nagłym wzrostem prędkości obrotowej silnika, często poza dopuszczalną, możemy się też spotkać w przypadku omyłkowej „redukcji”, przeprowadzonej zamiast zmiany biegu na wyższy.

Zderzenie idealne (centralne i bez uwzględnienia oddziaływań zewnętrznych) pojazdów, jadącego z małą prędkością v_1 pojazdu 1 o masie m_1 i uderzającego z tyłu pojazdu 2 o masie m_2 , poruszającego się z prędkością $v_2 > v_1$, w zależności od stopnia deformacji nadwozi jest czymś pośrednim pomiędzy znanym z lekcji fizyki zderzeniem idealnie plastycznym, w wyniku którego wyznaczona z zasady zachowania pędu wspólna prędkość $u_{1,2}$ obu ciał po zderzeniu wynosi

$$u_{1,2} = (m_1 v_1 + m_2 v_2) / (m_1 + m_2), \quad (3)$$

a zderzeniem idealnie sprężystym, w wyniku którego wyznaczona z zasad zachowania energii i pędu prędkość po zderzeniowa u_1 ciała 1 wynosi

$$u_1 = [v_1(m_1 - m_2) + 2m_2 v_2] / (m_1 + m_2). \quad (4)$$

W rzeczywistym zderzeniu dochodzi szereg dodatkowych „zakłóceń”, których skutkiem są znacznie odbiegające od powyższego zakresu wartości prędkości po zderzeniowych. Do zakłóceń tych należą między innymi nieuwzględnienie energii ruchu obrotowego całych pojazdów oraz ich elementów wirujących, a także oddziaływania pojazdów z podłożem, opory ruchu oraz straty w mechanizmach napędowym i zawieszeniu.

Wzrost prędkości pojazdu poruszającego się „na biegu” ze stałą prędkością v_1 do prędkości u_1 na skutek uderzenia z tyłu przy włączonym biegu i sprzęgle powoduje wzrost jego energii kinetycznej ΔE_k

$$\Delta E_k = m_z (u_1^2 - v_1^2) / 2, \quad (5)$$

gdzie m_z oznacza masę zredukowaną uwzględniającą momenty bezwładności elementów wirujących, przy założeniu braku poślizgu [1, 3]

$$m_z = m_1 \left(1 + \frac{I_s i_g^2 \eta_m}{m_1 r_d^2} i_b^2 + \frac{k I_k}{m_1 r_d^2} \right), \quad (6)$$

przy czym:

- I_z – moment bezwładności ruchomych elementów silnika zredukowany do osi wału korbowego (rys. 1b i 1c),
- i_g – przełożenie przekładni głównej pojazdu,
- i_b – przełożenie aktualnie wrzuconego biegu,
- r_d – promień dynamiczny koła (napędowego),
- I_k – moment bezwładności koła (napędowego) (rys. 1a),
- k – liczba kół pojazdu (przy założeniu, że wszystkie koła są jednakowych rozmiarów),
- η_m – sprawność mechaniczna układu napędowego.

Na całkowitą energię pochłoniętą przez uderzony z tyłu pojazd, składa się jeszcze energia odkształcenia nadwozia oraz praca zwiększonych oporów ruchu związanych oporami zewnętrznymi (toczenie, opór powietrza) i wewnętrznymi (głównie opory w silniku) przy zwiększeniu prędkości [6, 9].

Dodatkowy moment M_ε obciążający układ napędowy w trakcie rozpędzania wału korbowego silnika w czasie zderzenia jest równy iloczynowi zredukowanego momentu bezwładności silnika I_s i przyspieszenia kąowego ε i wynosi

$$M_\varepsilon = I_s \varepsilon = \frac{I_s i_g^2 \eta_m}{m_1 r_d} i_b^2 a, \quad (7)$$

gdzie: a - przyspieszenie samochodu wywołane zderzeniem.

W samym napędzie rozrzędu generuje się z kolei dodatkowy moment $M_{\varepsilon R}$, mogący powodować przeskoczenie paska lub jego zerwanie

$$M_{\varepsilon R} = I_R \varepsilon = \frac{I_R i_g^2 \eta_m}{m_1 r_d} i_b^2 a, \quad (8)$$

gdzie I_R – zredukowany do osi wału korbowego moment bezwładności układu rozrzędu i osprzętu napędzanego wspólnie z tym układem

Uszkodzenia napędu rozrzędu.

We wszystkich przypadkach przeskoczeniu lub zerwaniu paska sprzyjać będą następujące czynniki eksploatacyjne:

- Zła jakość paska, zły stan (za długi przebieg, zaolejenie, zanieczyszczenia stałe), nieprawidłowy naciąg, zużyte zęby kół, niewłaściwy olej silnikowy (za gęsty), brutalna technika jazdy i inne.

oraz konstrukcyjno-wykonawcze jak np.:

- Nieprawidłowe ustawienie osi (nierównoległość) i bicie kół współpracujących z paskiem.
- Zbyt mała liczba zębów najmniejszego koła (mniejsza niż 19 [2]).
- Zbyt mały kąt opasania kół zębatych i w efekcie współpraca zbyt małej liczby zębów paska i koła jednocześnie (liczba ta przy przenoszeniu momentu nie powinna być mniejsza niż 6 [2]).
- Stosowanie kół o liczbach zębów stanowiących wzajemne wielokrotności, oprócz oczywiście kół na wale korbowym i rozrzędu, gdzie w silniku 4-suwowym musi być zachowany stosunek liczby zębów 2.
- Stosowanie paska o liczbie zębów podzielnej przez liczbę zębów któregoś z kół.
- Stosowanie rolek napinających lub napędu osprzętu, zwłaszcza przeginających pasek do wewnątrz, po obciążonej stronie paska (pomiędzy wałkiem rozrzędu a wałem korbowym, w kierunku ruchu paska).

Skutki przeskoczenia paska przy uderzeniu w tył samochodu to opóźnienie wałka rozrzędu w stosunku do wału korbowego, który w wyniku zderzenia „gwałtownie przyspieszył” lub zerwanie paska. W przypadku przeskoczenia o niewielką liczbę zębów np. 1, silnik w zależności od konstrukcji może dalej pracować, ale z objawami typowymi dla takiego stanu jak przede wszystkim obniżenie mocy, przegrzewanie. Może też dochodzić do kontaktu grzybków zaworów z denkami tłoków, czego dowodem po demontażu będą ślady uderzeń zaworów wydechowych na denkach wszystkich tłoków (w przypadku przyspieszenia rozrzędu mogą powstawać ślady zaworów ssących). Ślady jednocześnie zaworów ssących i

wydechowych wszystkich tłokach mogą być skutkiem opisywanego wyżej „rozbiegania” silnika.

Zerwanie paska powoduje powstanie śladów uderzeń i pogięcie tylko części zaworów. Są to ślady głębsze niż powstałe w wyniku małego przestawienia. Czasem, gdy zerwanie jest wynikiem przeskoczenia to obydwa rodzaje śladów mogą wystąpić jednocześnie [10].

4. Wnioski

1. Z przeprowadzonych badań wynika że, wielkość naprężeń jakie może przenieść pasek zębaty zależy dość wyraźnie od jego przebiegu, tzn. wraz ze wzrostem przebiegu paska czyli większym jego zużyciem, naprężenia jakie może przenieść pasek maleją. A więc zasadną jest odpowiednio wczesna wymiana paska. Można stwierdzić średnio około dwukrotny spadek wytrzymałości po przebiegu paska 100 tysięcy kilometrów w pojeździe.
2. Wytrzymałość pasków rozrzędu określana w próbie statycznego rozciągania charakteryzuje się znacznym rozrzutem. Wskazane jest przeprowadzenie badań większych ilości pasków tego samego typu.
3. Warunki w jakich pracuje pasek zębaty w znaczącym stopniu wpływają na jego wytrzymałość i wielkość naprężeń jakie może przenieść. Paski zaolejone, pracujące w warunkach przedostającego się do ich przestrzeni roboczej oleju silnikowego, wykazują drastyczne obniżenie wytrzymałości nawet przy małym przebiegu.
4. Oprócz wytrzymałości paska na fakt jego zerwania mogą mieć wpływ obciążenia dynamiczne wywołane takimi zdarzeniami jak np. kolizja drogowa lub nieprawidłowa obsługa pojazdu, zwłaszcza nieumiejętnie prowadzony rozruch metoda holowania.

Literatura:

- [1] Arczyński S., „Mechanika ruchu samochodu”. WNT Warszawa 1993.
- [2] Bernhardt M. i inni, „Silniki samochodowe”. WKŁ Warszawa 1988.
- [3] Dębicki M., „Teoria samochodu. Teoria napędu”. WNT Warszawa 1976.
- [4] Matzke W., „Projektowanie rozrzędu czterosurowych silników trakcyjnych” WKŁ Warszawa 1989.
- [5] Matzke W., „Rozrząd silników czterosurowych” WKŁ Warszawa 1989.
- [6] Gardyński L., „Kolizja drogowa – najechnięcie na tył pojazdu poruszającego się z niewielką prędkością przez inny pojazd. Kinematyka zderzenia i wpływ na układ napędowy i napęd układu rozrzędu”. Materiały II Ogólnopolskich Warsztatów „Kryminalistyczne Aspekty Likwidacji Szkód Komunikacyjnych”. PZU - Politechnika Lubelska - Laboratorium Kryminalistyczne Komendy Wojewódzkiej Policji, Kazimierz Dolny 2003.
- [7] Pakuła A., „Wpływ ilości zębów kół i pasa rozrzędu na potencjalną awaryjność układu”. Teka Komisji Motoryzacji PAN. Zeszyt nr 29-30, str. 359-366. Kraków 2005.
- [8] Tatomir P., „Analiza trwałości różnych rodzajów napędu układów rozrzędu”. Praca dyplomowa pod kierunkiem L. Gardyńskiego. Politechnika Lubelska 2004.
- [9] Wajand J.A., Wajand J.T., „Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe” WNT Warszawa 1999.
- [10] Wilczkowski A., „Awaryje silników spalinowych. Uszkodzenia części stałych i napędów rozrzędu”. MiW Łódź 1999.