

МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.85.052.44

РЕСУРСНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*канд. техн. наук, доц. А.Г. БАХАНОВИЧ, д-р техн. наук, проф. А. Т. СКОЙБЕДА
(Белорусский национальный технический университет, Минск).*

На базе ресурсных испытаний зубчато-ременных передач, вероятностных методов оценки усталостной прочности и кинетической теории механической усталости обобщены результаты исследований по рассеянию характеристик сопротивления усталости и ресурсному проектированию приводных зубчатых ремней.

Одной из причин выхода из строя приводных зубчатых ремней является износоусталостное разрушение их несущего слоя (корда). Анализ научно-технической литературы свидетельствует о том, что до сих пор практически не проводились исследования износоусталостной прочности корда зубчатых ремней, а имеются только лишь разрозненные сведения, которые не могут дать полного представления о сущности рассматриваемого вопроса. Всё вышесказанное потребовало проведения испытаний усталостной прочности корда. Результаты исследований на базе вероятностных методов оценки износоусталостной прочности приводных зубчатых ремней являются основой для ресурсного проектирования зубчато-ременных передач.

Как показывает анализ результатов усталостных испытаний образцов материалов и деталей машин, достаточно точное описание зависимости числа нагружений до разрушения N от максимального напряжения цикла a регулярного нагружения при постоянном коэффициенте асимметрии ε даёт следующее уравнение [1]:

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_r}{v_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (1)$$

где Q – коэффициент выносливости, равный произведению предела выносливости σ , на число циклов до точки нижнего перегиба кривой усталости N_0 ; v_0 – параметр уравнения, равный отношению произведения предела выносливости и характеристики наклона кривой усталости v к их разности: $v_0 = \sigma_r v / (\sigma_r - v)$.

Причиной рассеяния сопротивления усталости является рассеяние значений предела выносливости, для оценки которого может быть использована функция нормального распределения. В случае нормального распределения значений предела выносливости, выражение (1) примет вид

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_{rp}}{v_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\},$$

где $\sigma_{rp} = M(\sigma_r) + tS(\sigma_r)$ – частное значение предела выносливости, соответствующее вероятности P ; $M(\sigma_r)$ и $S(\sigma_r)$ – математическое ожидание и квадратичное отклонение значений предела выносливости совокупности деталей; t – квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности P .

Оценка зависимости числа циклов до разрушения от величины напряжения, выполненная с учётом вероятности неразрушения, даёт достаточно полное представление о сопротивлении деталей машин усталости. Такая оценка позволяет определить как неварьирующие параметры уравнения кривой усталости, так и параметры функции распределения значений предела выносливости.

Сопротивление совокупности деталей усталости оценивается по результатам эксперимента с частью этой совокупности, при этом необходимо учитывать приближённость получаемых оценок и при обработке результатов эксперимента определять точность оценок.

При определении числа циклов до разрушения от величины напряжения необходимо учитывать, что рассеяние по числу циклов до разрушения обусловлено рассеянием значений предела выносливости (1), а распределение значений предела выносливости описывается функцией нормального распределения.

Нагружение выборки деталей машин в условиях, моделирующих эксплуатационные, ведётся в диапазоне от напряжения порядка $0,8\sigma_r$ до σ_r . На каждом уровне напряжений до разрушения доводится одна

или несколько деталей. В результате испытаний n деталей имеется n значений σ_i и N_i . Используя уравнение кривой усталости и метод наименьших квадратов разности $(\sigma_{ri} - \bar{\sigma}_r)$, определяют параметры Q и v_0 . Для этого, задавая ряд значений Q , находят ряд значений v_0 и $\bar{\sigma}_r$. Далее, при известных значениях σ_i и N_i , определяют n значений σ_{ri} и сумму квадратов разности $(\sigma_{ri} - \bar{\sigma}_r)$. За искомые Q и v_0 принимают значения, соответствующие условию

$$\sum_{i=1}^n (\sigma_{ri} - \bar{\sigma}_r)^2 = \min.$$

Кроме того, для конечного ряда значений предела выносливости определяют квадратичное отклонение и в случае необходимости проверяют гипотезу о нормальном распределении значений предела выносливости.

При выборе числа образцов, которое является достаточным для оценки характеристик сопротивления усталости, рекомендуется исходить из величины доверительного интервала для выборочного среднего значения предела выносливости:

$$\bar{\sigma}_r = \left(1 \pm \frac{t_q}{\sqrt{n}} \frac{S_r}{\bar{\sigma}_r} \right),$$

где n – число разрушенных образцов; $\bar{\sigma}_r$ – выборочное среднее значение предела выносливости; S_r – выборочное среднее квадратичное отклонение значений предела выносливости; t_q – квантиль распределения Стьюдента [2].

Число образцов выбирается таким образом, чтобы значение $t_q S_r / \sqrt{n} \bar{\sigma}_r$ не превышало заранее заданной величины.

Экспериментальные значения σ_i и N_i используются для вычисления значений Q , v_0 , $\bar{\sigma}_r$ и S_r . При вычислениях выражение (1) записывается в виде уравнения прямой:

$$y_i = \sigma_{ri} + v_0 z_i,$$

$$\text{где } y_i = \sigma_i; z_i = \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_i N_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}.$$

Параметры уравнения кривой усталости определяются перебором значений Q с использованием метода наименьших квадратов разности $(\sigma_{ri} - \bar{\sigma}_r)$. При заданном значении Q среднее значение предела выносливости определяется по формуле

$$\bar{\sigma}_r = \frac{\left(\sum_{i=1}^n z_i^2 \right) \left(\sum_{i=1}^n y_i \right) - \left(\sum_{i=1}^n y_i z_i \right) \left(\sum_{i=1}^n z_i \right)}{n \left(\sum_{i=1}^n z_i^2 \right) - \left(\sum_{i=1}^n z_i \right)^2},$$

а параметр v_0 :

$$v_0 = \frac{n \left(\sum_{i=1}^n y_i z_i \right) - \left(\sum_{i=1}^n y_i \right) \left(\sum_{i=1}^n z_i \right)}{n \left(\sum_{i=1}^n z_i^2 \right) - \left(\sum_{i=1}^n z_i \right)^2}.$$

По найденному значению v_0 определяются случайные значения предела выносливости для каждой пары значений σ_i и N_i : $\sigma_{ri} = \sigma_i - v_0 z_i$.

Исходя из случайных значений σ_{ri} и вычисленного значения $\bar{\sigma}_r$, определяется сумма квадратов разности $\sum_{i=1}^n (\sigma_{ri} - \bar{\sigma}_r)^2$ и среднее квадратичное отклонение $S_r = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\sigma_{ri} - \bar{\sigma}_r)^2}$.

Перебором находят такую величину Q и соответствующие ему значения v_0 , $\bar{\sigma}_r$ и S_r , при которых

$$\sum_{i=1}^n (\sigma_{r_i} - \bar{\sigma}_r)^2 = \min.$$

После этого определяют: 1) число циклов до точки нижнего перегиба кривой усталости: $N_0 = Q / \bar{\sigma}_r$; 2) характеристику наклона кривой усталости в полулогарифмической системе координат: $v = v_0 \bar{\sigma}_r / (\bar{\sigma}_r + v_0)$.

Объектом исследований являлись ремни приводные зубчатые, изготовленные методом прессования жёсткими оболочками [3]. Типоразмеры ремней (модуль-число зубьев): СБ2-68; СБ3-60; СБ4-48. Ремни имели износостойкое покрытие зубьев из полуэластичной капроновой ткани арт. 5230, пропитанной клеем на каучуковой основе № 420. С целью получения усталостных характеристик максимального количества кордных материалов вышеназванные ремни изготавливались с различными типами корда, физико-механические свойства которых приведены в табл. 1.

Таблица 1

Физико-механические свойства корда различных типов

Тип корда	Диаметр корда d_k , мм	Количество мононитей, шт.	Диаметр мононити, мм	«Живое» сечение, мм ²	Модуль упругости E , МПа	Прочность на разрыв, кг (МПа)
5Л15	0,4	5	0,150	0,089	$4,5 \cdot 10^4$	20 (2247)
15Л15	0,75	15	0,150	0,265	$5,7 \cdot 10^4$	60 (2260)
20СТ	0,35	1600	0,009	0,102	$4,58 \cdot 10^4$	11 (1147)
35СТ	1,0	2400	0,009	0,152	$5,2 \cdot 10^4$	24
75СА	1,25	8000	0,009	0,509	$3,64 \cdot 10^4$	65

Для проведения исследований использовался стенд с разомкнутым силовым потоком (рис. 1) [4], позволявший испытывать одновременно 2 ремня при частоте вращения шкивов $n_{ш} = 1800$ и 2200 мин⁻¹. Нагрузка (тормозной момент) и крутящий момент создавались двумя одинаковыми электродвигателями

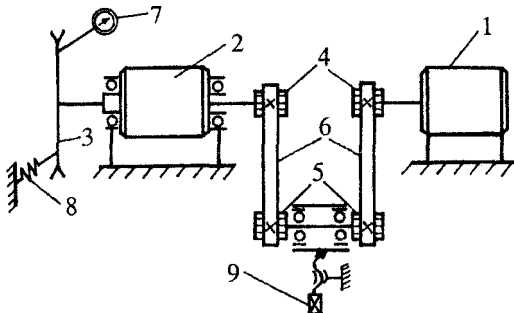


Рис. 1. Стенд для исследования долговечности зубчатых ремней:

- 1 - приводной электродвигатель; 2 - тормозной электродвигатель; 3 - диск балансира; 4, 5 - шкивы; 6 - исследуемые ремни; 7 - индикатор перемещений; 8 - упругий элемент; 9 - натяжное устройство

постоянного тока мод. 2ПН-112. Тормозная машина устанавливалась на раме в балансирном исполнении, что позволяло регистрировать величину создаваемого ею момента торможения. Испытания проводились без нагрузки под постоянным натяжением $2F_0$. Повторность проведения опытов - 15...20 при каждом уровне напряжения. Измерение величины передаваемого крутящего момента осуществлялось с помощью индикатора перемещений ИЧ-1, регистрировавшего угол поворота балансирного электродвигателя. В процессе проведения испытаний периодически контролировалось и регулировалось до заданного уровня натяжение ветвей ремня и значение крутящего момента. Отсчёт времени работы ремня на стенде проводился по часам с точностью до 1 минуты.

Напряжения в корде при изгибе определялись по формуле

$$\sigma_{изг} = \frac{Ed_k}{2\rho},$$

где E - модуль упругости; d_k - диаметр корда; $\rho = mz_g / 2$ - радиус кривизны шкива.

Минимальные и максимальные напряжения цикла определялись следующим образом:

$$\sigma_{min} = \sigma_{2F_0}; \quad \sigma_{max} = \sigma_{изг} + \sigma_{2F_0}.$$

Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \sigma_{2F_0} + \frac{\sigma_{изг}}{2}.$$

В результате исследований установлено, что усталостная прочность всех типов корда, применяемых в зубчатых ремнях, экспоненциально уменьшается при возрастании величин действующих напряжений (рис. 2, 3).
Полученные характеристики сопротивления усталости для различных типов корда, представленные в табл. 2.

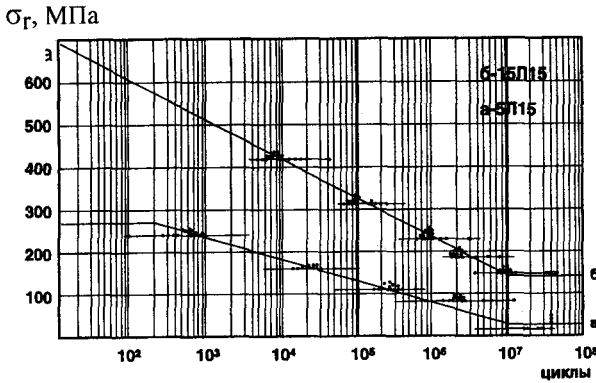


Рис. 2. Кинетические диаграммы усталости (металлокорд):
● – разрушенные образцы; ○ – неразрушенные

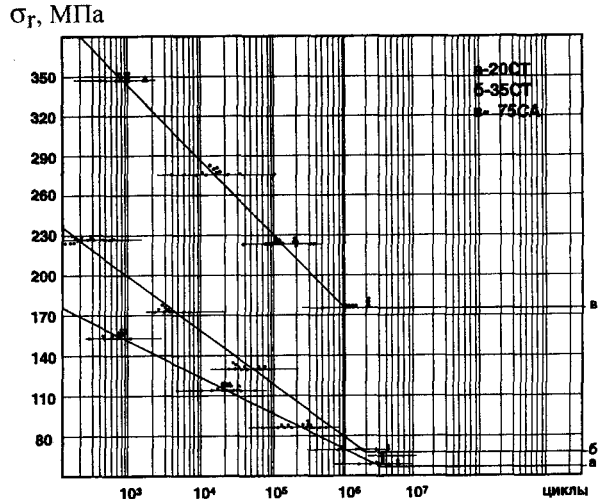


Рис. 3. Кинетические диаграммы усталости (стеклокорд)

Таблица 2

Характеристики сопротивления усталости для различных типов корда

Тип корда	$\bar{\sigma}_r$, МПа	v_0 , МПа	S_r , МПа	Q , МПа-цикл
5Л15	65	22,1	8,75	$6,25 \cdot 10^8$
15Л15	140	23,5	19,6	$1,4 \cdot 10^9$
20СТ	55	13,5	9,05	$1,5 \cdot 10^8$
35СТ	64,5	22,8	10,93	$1,05 \cdot 10^8$
75СА	168,1	28,2	17,67	$1,45 \cdot 10^8$

Результаты проведенных исследований могут быть использованы при выборе того или иного типа корда для различных условий эксплуатации зубчатых ремней.

Так, например, согласно ТУ РБ 00149438-073-95 для мелко модульных зубчатых ремней ($m = 1, 2, 3$ и с ограничениями 4 мм) может использоваться как металлокорд 5Л15, так и стеклокорд 20СТ. Анализ зависимостей числа циклов до разрушения от величины напряжения (кинетических диаграмм усталости или кривых Велера) вышеуказанных типов корда показывает, что среднее значение предела выносливости $\bar{\sigma}_r$ соответственно равно 65 и 55 МПа, а число циклов до точки нижнего перегиба кривой усталости $A'_0 = 10^7$ и $3 \cdot 10^7$ циклов соответственно. При практически равном значении среднего предела выносливости стеклокорд способен выдержать в 3 раза большее количество нагружений. Это позволяет рекомендовать использовать ремни на стеклокорде 20СТ на шкивах меньшего диаметра, а ремни на металлокорде 5Л15 - на шкивах большего диаметра.

Проведём аналогичное сравнение значений среднего предела выносливости и числа циклов до точки нижнего перегиба кривых усталости для металлокорда 15Л15 и стеклокорда 75СА. Для металлокорда 15Л15: $\bar{\sigma}_r = 140$ МПа; $Y_0 = 10^7$ циклов; для стеклокорда 75СА: $\bar{\sigma}_r = 168,1$ МПа; $N_0 = 10^7$ циклов. При равном количестве циклов до точки нижнего перегиба кривой усталости стеклокорд 75СА имеет несколько большее значение среднего предела выносливости. Это позволяет рекомендовать использовать ремни, изготовленные на стеклокорде 75СА для более нагруженных передач, а ремни, изготовленные на металлокорде 15Л15, - для менее нагруженных.

Наряду с износоусталостным разрушением несущего слоя одной из основных причин выхода из строя приводных зубчатых ремней является износоусталостное трещинообразование, наблюдаемое в основании зуба и, как следствие, отрыв последнего от каркаса ремня [5]. Анализ научно-технической литературы свидетельствует о том, что проводились исследования по выявлению величины предела выносливости $\bar{\sigma}_r$ для зубчатых ремней. Установлено влияние конструктивных, технологических и ряда других факторов на величину усталостной долговечности зубьев [6, 7]. Однако вероятностные методы оценки усталостной прочности зубьев, которые могут быть использованы при прогнозировании долговечности зубчатых ремней, не применялись. Всё вышесказанное потребовало проведения испытаний усталостной прочности зубьев зубчатых ремней различных типов, изготовленных по различной технологии, с различной твёрдостью и степенью армирования.

Параметры уравнения кривой усталости определялись по методике, изложенной в [1]. За критерий разрушения был принят полный отрыв зуба от каркаса ремня в результате усталостного трещинообразования в его основании.

Испытания проводились на стенде-пульсаторе (рис. 4) [8]. Данный стенд позволяет создавать на зуб ремня рабочую нагрузку, характер и величина которой соответствуют усилиям, возникающим при работе зубчато-ременной передачи. Рабочая нагрузка периодически прикладывается на боковую поверхность зуба с помощью индентора, представляющего собой зуб шкива зубчато-ременной передачи. Частота нагружения зубьев – 12 Гц.

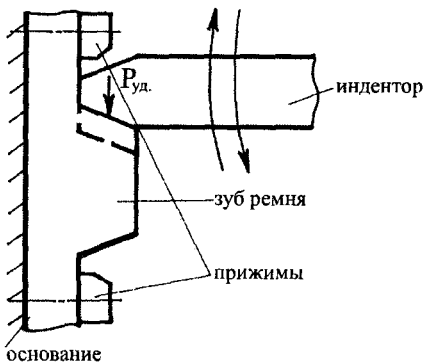


Рис. 4. Схема нагружения зубьев ремня на стенде-пульсаторе

На стенде испытывались 4 партии зубчатых ремней. Ремни первой партии имели модуль $m = 2$ мм, число зубьев $z = 68$ и включали в себя: а) литьевые (без тканевой обкладки); б) сборочные (с обкладкой), изготовленные методом прессования жёсткими элементами (ПЖЭ) [3]; в) сборочные (ПЖЭ), армированные медной проволокой $\varnothing 0,6$ мм.

Анализ построенных кинетических диаграмм усталости (кривых Велера) (рис. 5) свидетельствует о том, что ремни с тканевой обкладкой и армирование зубьев ремня приводит к повышению сопротивления усталости в 1,5 и 1,8 раза соответственно.

Вторая партия состояла из ремней:
 а) $m = 7$ мм; $z = 53$; сборочные (с обкладкой); давление вулканизации в автоклаве – 0,6 МПа;
 б) $m = 7$ мм; $z = 19$; сборочные (ПЖЭ); давление прессования – до 20 МПа;
 в) $m = 7$ мм; $z = 19$; сборочные (ПЖЭ); микроармированные.

Микроармирование заключается во введении в эластомер ремня отрезков синтетических нитей на стадии его изготовления. Анализ кривых усталости (рис. 6) показывает, что прессование жёсткими элементами и микроармирование повышают долговечность зубчатых ремней. Так, для а – $\bar{\sigma}_r = 15$ МПа; $N_0 = 1,4 \cdot 10^6$ циклов; б – $\bar{\sigma}_r = 16$ МПа, $N_0 = 2,2 \cdot 10^6$ циклов; в – $\bar{\sigma}_r = 19,5$ МПа, $N_0 = 3,5 \cdot 10^6$ циклов. Следовательно, значение среднего предела выносливости $\bar{\sigma}_r$ увеличивается в 1,1 и 1,3 раза соответственно.

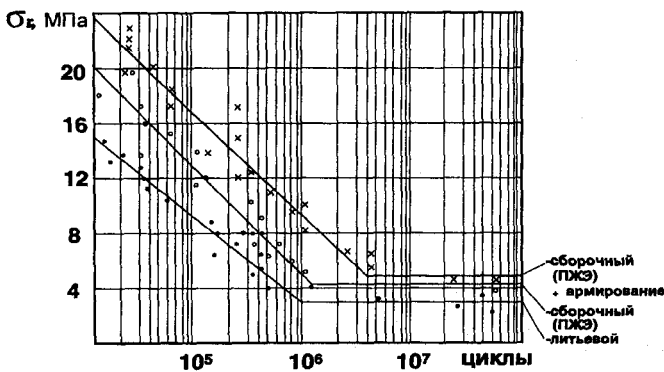


Рис. 5. Кинетические диаграммы усталости зубчатых ремней

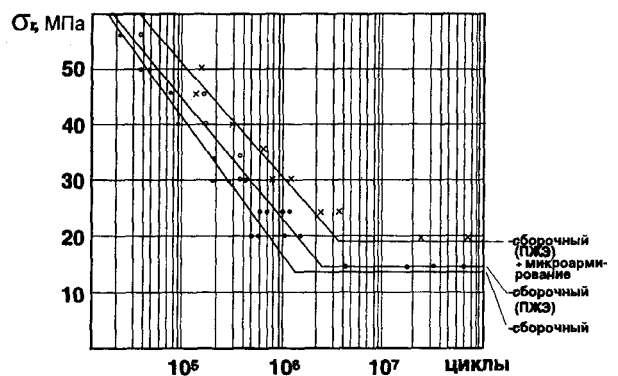


Рис. 6. Кинетические диаграммы усталости зубчатых ремней

Ремни из третьей партии ($m = 3$ мм; $z = 48$; ПЖЭ; неармированные) имели различную твёрдость зубьев по Шору А (HS): а – 58,6; б – 64,2; в – 74,3; г – 85,2 ед. соответственно.

На основе кривых усталости (рис. 7) построены зависимости среднего предела выносливости $\bar{\sigma}_r$ и коэффициента выносливости Q от твёрдости HS (рис. 8). Анализ этих зависимостей свидетельствует о том, что повышение твёрдости зубьев от 58,6 до 85,2 ед. по Шору А приводит к увеличению среднего предела выносливости $\bar{\sigma}_r$ в 3 раза, что в свою очередь способствует соответствующему увеличению срока службы зубчатых ремней.

Ремни четвёртой партии ($m = 3$ мм; $z = 48$) имели различную степень армирования зубьев, которая представляет собой отношение диаметра медной пружины D , поперечно размещённой в теле зуба ремня, к высоте ремня H : а – 0; б – 0,3; в – 0,5; г – 0,7; д – 1,0.

На базе кривых усталости этих ремней (рис. 9) построены зависимости характеристик сопротивления усталости ($\bar{\sigma}_r$ и Q) от степени армирования (D/H) зубьев (рис. 10).

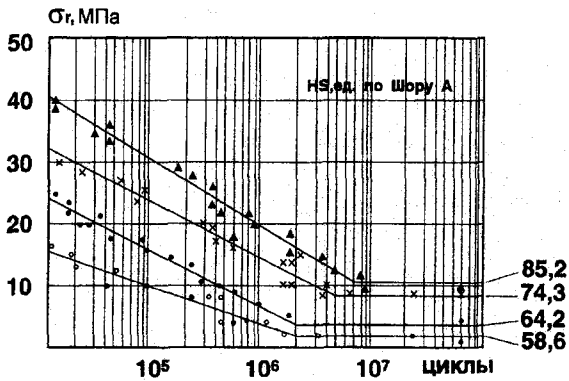


Рис. 7. Кинетические диаграммы усталости зубчатых ремней с различной твёрдостью зубьев (*HS*)

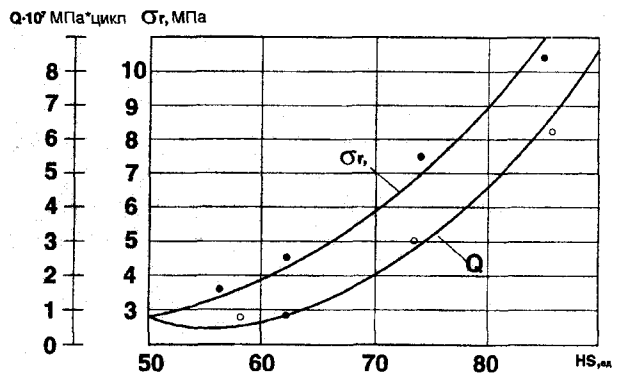


Рис. 8. Зависимость среднего предела выносливости и коэффициента выносливости от твёрдости зубьев *HS*

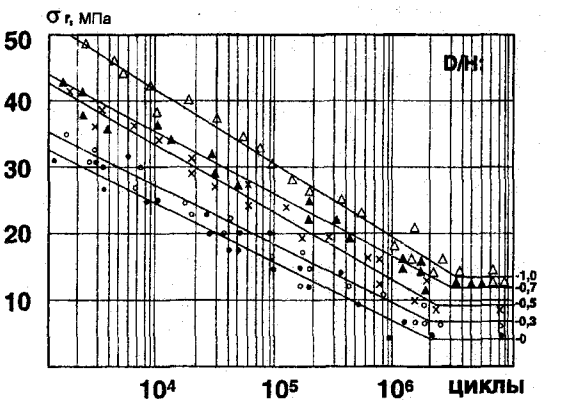


Рис. 9. Кинетические диаграммы усталости зубчатых ремней с различной степенью армирования зубьев (*dlh*)

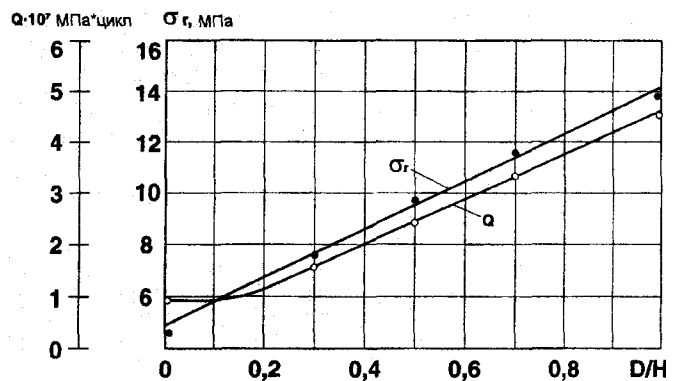


Рис. 10. Зависимость среднего предела выносливости и коэффициента выносливости от степени армирования зубьев (*D/H*)

Из графиков видно, что увеличение степени армирования зубьев от 0 до 1 приводит к повышению сопротивления усталости зубчатых ремней в 3,1 раза.

Таким образом, на базе проведенных ресурсных испытаний и кинетической теории механической усталости удалось обобщить результаты исследований по рассеянию характеристик сопротивления усталости и прогнозированию долговечности приводных зубчатых ремней.

Разработка кинетической теории механической усталости создала необходимые условия для разработки методов усталостных испытаний, а также методов построения кривых усталости при регулярном нагружении, для развития методов вероятностных расчетов ресурса зубчатых ремней и разработки основ диагностирования усталости последних в условиях эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. - Мн.: Навука і тэхніка, 1983. - 246 с.
2. Больше Л.Н., Смирнов Н.В. Таблицы математической статистики. - М.: Наука; Главн. ред. физ.-мат. литературы, 1983. -416 с.
3. Пат. №4867661 (США), МКИ³ В29С33/02. Mould for Making annular articles.
4. Шпилевский В.И. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых ремней на основе применения рациональных методов их предварительного натяжения: Дис. ... канд. техн. наук. - Мн., 1993.- 185 с.
5. Баханович А.Г., Никончук А.Н., Косырев И.А. Прогнозирование усталостной прочности зубьев зубчатых ремней / БГПА. - Мн., 1996. - 13 с. - Деп. в ВИНТИ 10.12.96. - № 3610-В96 // РЖ: 48. Машиностроительные материалы, конструкции и расчёт деталей машин. Гидропривод. - 1997. - № 10. - 10.48.326ДЕП. - С. 35.
6. Скойбеда А.Т., Никончук А.Н. Ременные передачи. - Мн.: Навука і тэхніка, 1995. - 383 с.
7. Бойков В.П., Городничев Ю.Н., Козачевский Г.Г. Зубчатые ремни. - М.: Химия, 1989. - 192 с.
8. Наталевич А.Н., Шпилевский В.И., Козлова Т.В. Стенд для испытания образцов зубчатых ремней на усталостную долговечность // Разработка и применение методов и средств ускоренных испытаний продукции на надёжность: Тез. докл. науч.-техн. конф. - Ижевск, 1988. - С. 38 - 39.