

# ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ МАШИН

УДК 621.85.052.44

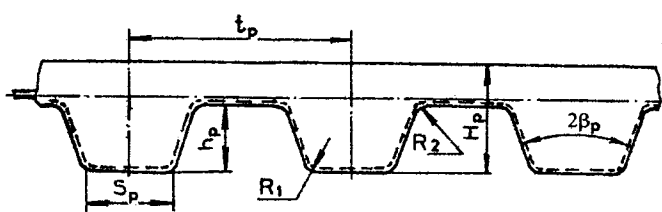
Баханович А.Г.

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ПРИВОДНЫХ ЗУБЧАТЫХ РЕМНЕЙ МЕЖДУНАРОДНЫХ СТАНДАРТОВ

Белорусский национальный технический университет  
Минск, Республика Беларусь

Надежность зубчато-ременной передачи определяется надежностью приводного зубчатого ремня. Мировой опыт промышленной эксплуатации зубчато-ременных передач свидетельствует, что преобладающим видом повреждения зубчатых ремней, оснащенных износостойким покрытием рабочей поверхности, является усталостное разрушение зубьев (75...80 %). Стандартные приводные зубчатые ремни производятся, в основном, с трапециевидальным или полукруглым профилем зубьев, геометрические параметры которых представлены в таблицах 1, 2 [1-6].

Таблица 1 – Геометрические параметры ремней с трапециевидальными зубьями

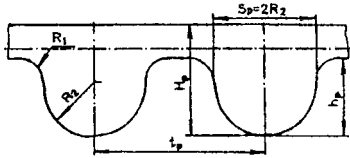


Стандарт	Обозначение	Геометрические параметры, мм						$2\beta_p^\circ$
		$t_p$	$H_p$	$h_p$	$S_p$	$R_1$	$R_2$	
ОСТ 3805114-76, ТУ РБ 00149438-073- 95	m1	3,14	1,6	0,8	1,0	0,2	0,2	50
	m1,5	4,71	2,2	1,2	1,5	0,3	0,3	50
	m2	6,28	3,0	1,5	1,8	0,4	0,4	50
	m3	9,42	4,0	2,0	3,2	0,5	0,5	40
	m4	12,57	5,0	2,5	4,4	1,0	1,0	40
	m5	15,71	6,5	3,5	5,0	1,2	1,2	40
	m7	21,99	11,0	6,0	8,0	1,5	1,2	40
ISO 5296	m10	31,42	15,0	9,0	12,0	2,0	1,5	40
	MXL	2,032	1,2	0,51	0,76	0,15	0,15	40
	XL	5,08	2,3	1,27	1,37	0,38	0,38	50
	L	9,525	3,6	1,9	3,25	0,51	0,51	40
	H	12,7	4,3	2,29	4,43	1,02	1,02	40
	XH	22,225	11,2	6,35	7,94	1,57	1,2	40
DIN 7721	XXH	31,75	15,7	9,53	12,2	2,28	1,52	40
	T2,0	2,0	1,1	0,5	0,7	0,2	0,2	40
	T2,5	2,5	1,3	0,7	1,0	0,2	0,2	40
	T5	5,0	2,2	1,2	1,8	0,4	0,4	40
	T10	10,0	4,5	2,5	3,5	0,6	0,6	40
AT (Automobile Transmission)	T20	20,0	8,0	5,0	6,5	0,8	0,8	40
	AT5	5,0	2,7	1,2	2,5	0,86	0,4	50
	AT10	10,0	4,5	2,5	5,0	1,25	0,4	50
	AT20	20,0	8,0	5,0	10,0	2,5	1,75	50

В результате теоретических исследований [7, 8] установлено, что вид усталостного разрушения зубьев ремня является когезионно-адгезионным с превалированием первого фактора и отсутствием в ряде случаев второго. Зубья ремня на дугах обхвата шкивов находятся в сложном напряженно-деформированном состоянии. В соответствии с энергетической теорией прочности эквивалентное напряжение  $\sigma_{eq}$ , действующее в основании зубьев, и предопределяющее их нагрузочную способность и эксплуатационный ресурс, векторно складывается из напряжений изгиба  $\sigma_b$ , сжатия  $\sigma_c$  и сдвига  $\tau$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_b + \sigma_c)^2 + 3\tau^2}.$$

Таблица 2 – Геометрические параметры ремней с полукруглыми зубьями



Стандарт	Обознач.	$t_p$ , мм	$H_p$ , мм	$h_p$ , мм	$R_1$ , мм	$R_2$ , мм
ТУ 38405560-84	m3	9,42	6,0	4,0	1,0	2,5
	m4	12,57	7,5	5,0	1,0	3,5
	m5	15,71	9,0	6,0	1,5	4,5
HTD (ISO 13050)	3M	3,0	2,41	1,17	---	0,85
	5M	5,0	3,6	2,1	---	1,41
	8M	8,0	5,6	3,4	---	2,45
	14M	14,0	10,0	6,1	---	4,31

На основании разработанной физико-математической модели сложного напряженно-деформированного состояния, кинематических и силовых особенностей взаимодействия трапецидальных зубьев, напряжения, возникающие в них при входе в зацепление с ведущим шкивом, предлагается определять следующим образом [7]:

$$\sigma_b = \frac{6F_{11}}{(S_p + 2h_p \operatorname{tg}\beta_p)^2} \left[ \cos \psi_1 h_p - \sin \psi_1 \left( \frac{S_p}{2} + f_{fs} h_p \right) \right];$$

$$\sigma_c = \frac{F_{11}}{S_p + 2h_p \operatorname{tg}\beta_p} \left[ \sin \psi_1 + f_{fs} \cos \psi_1 \right]; \quad \tau = \frac{F_{11}}{S_p + 2h_p \operatorname{tg}\beta_p} \left[ \cos \psi_1 - f_{fs} \sin \psi_1 \right],$$

где  $F_{11}$  – удельная сила, действующая на первый со стороны ведущей ветви (максимально нагруженный) зуб ремня единичной ширины, Н/мм;  $\psi_1$  – угол входа зубьев ремня в зацепление с зубьями ведущего шкива [9];  $f_{fs}$  – коэффициент трения взаимного скольжения зубьев при входе в зацепление;  $S_p$ ,  $h_p$ ,  $\beta_p$  – см. табл. 1.

Соответствующие напряжения, возникающие в зубьях полукруглого профиля [8]:

$$\sigma_b = \frac{1,5F_{11}}{R_2^2} \left( h_c (\cos \psi_1 - \sin \psi_1 f_{fs}) - \sin \psi_1 R_2 \right);$$

$$\sigma_c = \frac{F_{11}}{2R_2} (\sin \psi_1 + f_{fs} \cos \psi_1); \quad \tau = \frac{F_{11}}{2R_2} (\cos \psi_1 - f_{fs} \sin \psi_1),$$

где  $h_c = h_p + R_2(\sin \psi_1 - 1)$ ;  $h_p$ ,  $R_2$  – см. таблице 2.

Анализ зависимостей показывает, что в обоих случаях эквивалентное напряжение в решающей степени зависит от геометрических параметров зубьев ремня, определяющих площадь опасного сечения. Определим эквивалентное напряжение, возникающее в основании зубьев ремня с трапецидальным профилем при их входе в зацепление с зубьями ведущего шкива. Примем следующие параметры передачи:  $F_{11} = 50 \text{ Н/мм}$ ; шаг зубьев ремня  $t_p = 14 \text{ мм}$ ;  $f_{\beta} = 0,5$ . При этом  $\sigma_{\text{eq}} = 23,07 \text{ МПа}$ . При аналогичных параметрах зубчато-ременной передачи с зубьями полукруглого профиля  $\sigma_{\text{eq}} = 12,85 \text{ МПа}$ . Таким образом, использование полукруглого профиля зубьев вместо трапецидального позволяет снизить эквивалентные напряжения в опасном сечении на 44,3 %.

При программно-аппаратном моделировании напряженно-деформированного состояния зубьев ремней трапецидального и полукруглого профилей в среде ANSYS получены результаты, аналогичные теоретическому расчету (рис. 1). Так, для трапецидального профиля  $\sigma_{\text{eq}} = 23,1 \text{ МПа}$ , для полукруглого  $\sigma_{\text{eq}} = 12,9 \text{ МПа}$ . Результаты исследований свидетельствуют об адекватности разработанных теоретических физико-математических моделей напряженно-деформированного состояния зубьев ремней физико-механическим процессам, происходящим в зацеплении при передаче мощности.

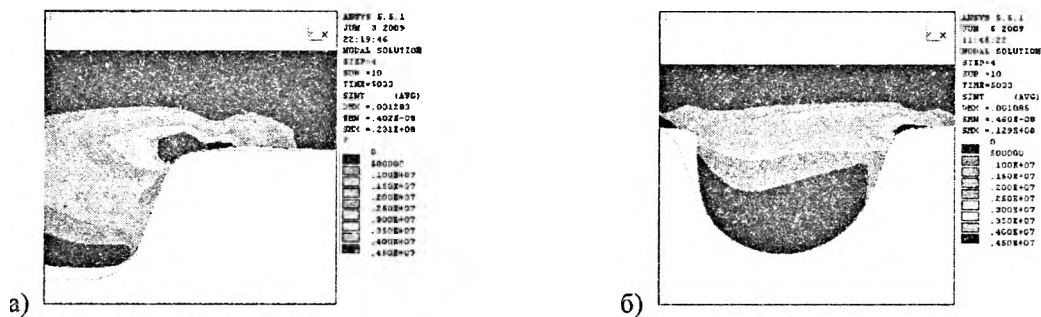
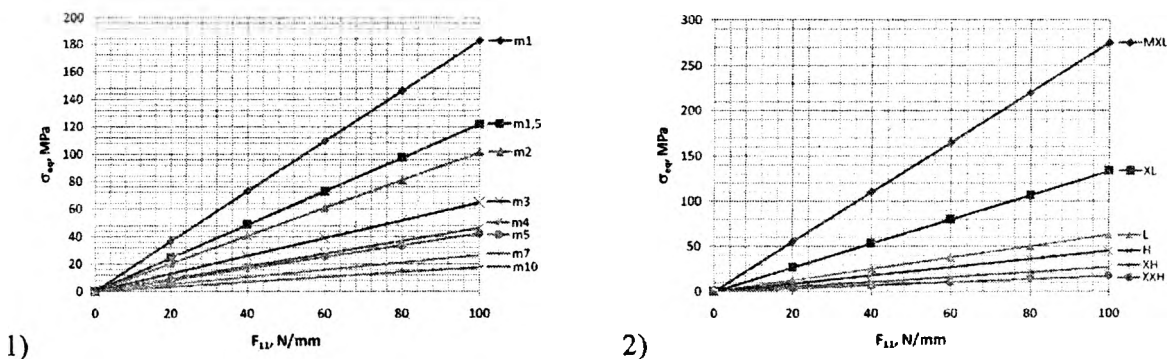


Рис. 1. Интенсивность напряжений в зубьях ремней трапецидального (а) и полукруглого (б) профилей

На рис. 2, 3 представлены зависимости  $\sigma_{\text{eq}} = f(F_{11})$  для зубчатых ремней с трапецидальным и полукруглым профилем зубьев всех известных типоразмеров зубчатых ремней отечественного и зарубежного производства.

Следует отметить, что целью существующих инженерных методик проектного расчета зубчато-ременных передач является определение минимальной ширины зубчатого ремня, удовлетворяющей предъявляемым требованиям к условиям передачи мощности и ее величине.



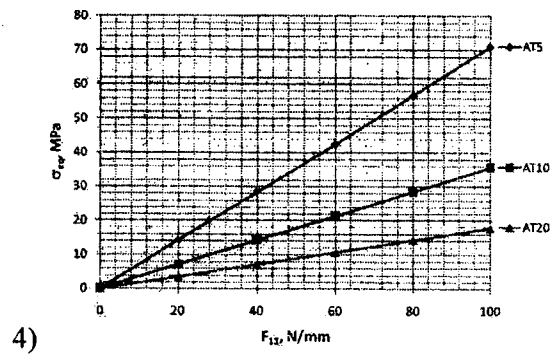
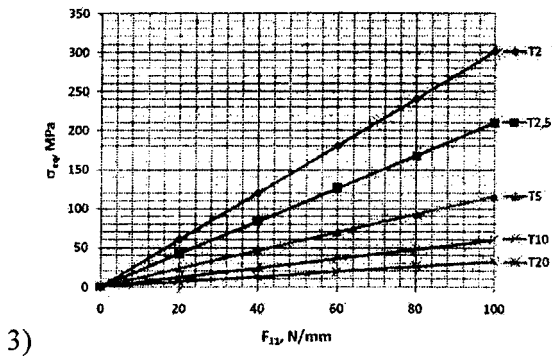


Рис. 2. Нагруженность зубьев ремней: 1) TV PE; 2) ISO; 3) DIN; 4) AT

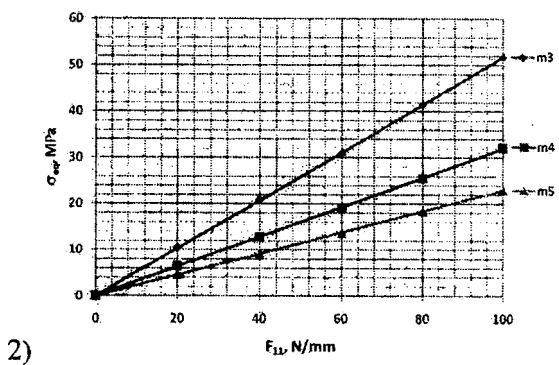
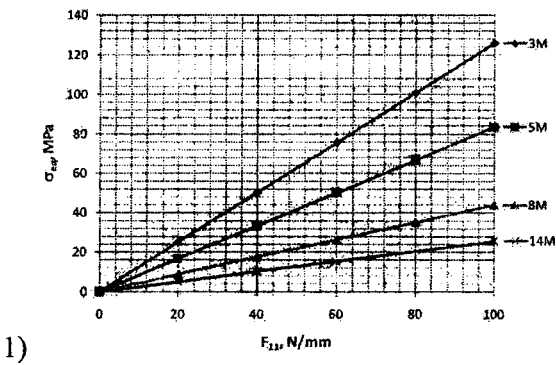


Рис. 3. Нагруженность зубьев ремней: 1) HTD; 2) TV 38405560-84

В основу данных методик положен выбор геометрии рабочей части и шага зубьев, который осуществляется на базе исходных данных о передаваемой мощности и частоте вращения ведущего вала с помощью диаграмм. В связи с этим, представляет значительный практический интерес сравнительный анализ нагруженности зубьев ремней различных типоразмеров и профилей с равным или близким шагом зубьев. Результаты нагруженности зубьев зубчатых ремней различных стандартов с шагом зубьев ремня  $t_p = 5$  и (8...10) мм представлены на рис. 4.

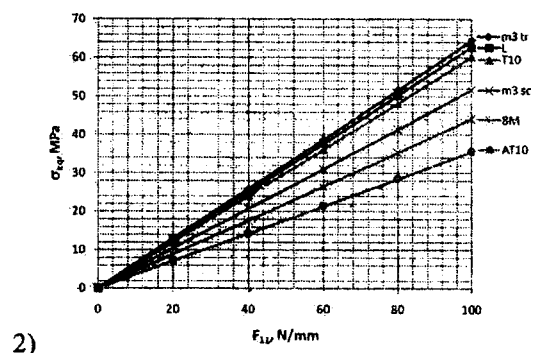
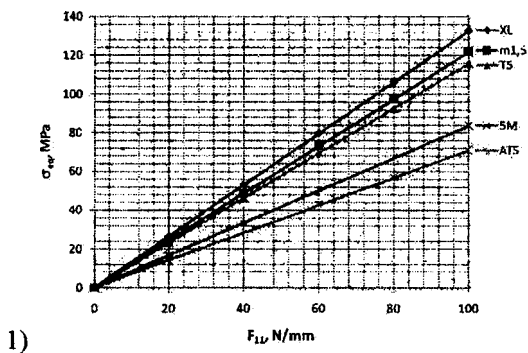


Рис. 4. Нагруженность зубьев ремней: 1)  $t_p = 5$  мм; 2)  $t_p = 8...10$  мм

Анализ диаграмм свидетельствует, что применение зубчатых ремней с профилем типа AT или полукруглым профилем зубьев (вместо трапецидального) позволяет значительно снизить эквивалентные напряжения в опасном сечении, следовательно, в соответствующей мере повысить передаваемую мощность и эксплуатационный ресурс зубчатых ремней. При сохранении данных показателей на прежнем уровне, возможно существенное снижение массогабарит-

ных параметров зубчато-ременной передачи, следовательно, ее динамической нагруженности, шумоизлучения, виброактивности и, наконец, себестоимости изготовления. Проанализируем причины данного превосходства зубчатых ремней с профилем типа АТ и полукруглым профилем зубьев.

Выше было отмечено, что основными факторами, определяющими напряженно-деформированное состояние зубьев ремня, являются его геометрические параметры. Для сравнительного анализа данных параметров зубчатых ремней различных профилей и типоразмеров введем относительные масштабные коэффициенты:  $k_1 = S_p / t_p$ ;  $k_2 = h_p // t_p$ ;  $k_3 = h_p / S_p$  и  $k_4 = h_p / H_p$ , где  $S_p$ ,  $h_p$ ,  $t_p$  и  $H_p$  – см. табл. 1, 2. Результаты расчета масштабных коэффициентов представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Масштабные коэффициенты зубчатых ремней

Стандарт	Обозначение	$t_p$ , мм	Масштабные коэффициенты			
			$k_1$	$k_2$	$k_3$	$k_4$
Трапецидальный профиль						
ОСТ 3805114-76, ТУ РБ 00149438- 073-95	m1	3,14	0,318	0,255	0,80	0,5
	m1,5	4,71	0,318	0,254	0,80	0,546
	m2	6,28	0,286	0,238	0,83	0,5
	m3	9,42	0,339	0,212	0,625	0,5
	m4	12,57	0,350	0,198	0,568	0,5
	m5	15,71	0,318	0,222	0,70	0,534
	m7	21,99	0,364	0,279	0,75	0,545
m10		31,42	0,382	0,286	0,75	0,6
Среднее значение			0,334	0,243	0,725	0,528
ISO 5296	MXL	2,032	0,374	0,251	0,671	0,464
	XL	5,08	0,265	0,250	0,927	0,552
	L	9,525	0,336	0,200	0,585	0,531
	H	12,7	0,346	0,180	0,520	0,534
	XH	22,225	0,357	0,286	0,8	0,567
XXH		31,75	0,384	0,3	0,781	0,607
Среднее значение			0,344	0,244	0,714	0,542
DIN 7721	T2,0	2,0	0,35	0,25	0,714	0,454
	T2,5	2,5	0,4	0,28	0,7	0,538
	T5	5,0	0,36	0,24	0,667	0,545
	T10	10,0	0,35	0,25	0,714	0,555
	T20	20,0	0,325	0,25	0,769	0,625
Среднее значение			0,357	0,254	0,713	0,543
АТ	АТ5	5,0	0,5	0,24	0,48	0,444
	АТ10	10,0	0,5	0,25	0,5	0,555
	АТ20	20,0	0,5	0,25	0,5	0,625
Среднее значение			0,5	0,247	0,493	0,541
Полукруглый профиль						
ТУ 38405560-84	m3	9,42	0,531	0,425	0,8	0,667
	m4	12,57	0,557	0,398	0,714	0,667
	m5	15,71	0,573	0,382	0,667	0,667
Среднее значение			0,554	0,402	0,727	0,667
НТД	3М	3,0	0,567	0,390	0,688	0,434
	5М	5,0	0,564	0,412	0,730	0,458
	8М	8,0	0,612	0,423	0,689	0,564
	14М	14,0	0,616	0,430	0,698	0,602
Среднее значение			0,589	0,413	0,701	0,515

Анализ полученных результатов показывает, что зубчатые ремни различных типоразмеров и профилей не обладают геометрическим подобием зубьев. Наряду с этим, зубья зубчатых ремней с профилем типа АТ и полукруглым профилем являются более массивными, с увеличенными показателями высоты, ширины или угла профиля, по сравнению с зубьями трапецидального профиля.

Кроме того, в зубчато-ременных передачах с полукруглым профилем зубьев практически отсутствует радиальный зазор между зубьями ремня и шкива в зацеплении. Это приводит к более равномерному распределению напряжений и деформаций по всему объему зуба ремня, и значительному разгрузению опасного сечения, находящегося в области перехода от боковой поверхности зуба к межзубной впадине. Наряду с этим, происходит значительное (15...20 %) снижение контактного давления на поверхность несущего слоя, прилежащего к межзубной поверхности ремня, что, в свою очередь, повышает усталостную прочность несущего слоя.

Предположим, что зубья трапецеидального профиля имеют такие же масштабные коэффициенты  $k_1 = S_p / t_p$  и  $k_2 = h_p / t_p$ , как и зубья полукруглого профиля, при неизменном шаге зубьев. Тем самым, гипотетически увеличим высоту и ширину зубьев ремней за счет снижения аналогичных параметров шкивов передачи, боковых и радиальных зазоров в зацеплении зубьев. Учитывая, что жесткость и прочность металлических зубьев шкивов зубчато-ременной передачи несопоставимо больше жесткости и прочности эластомерных зубьев ремня, такое уменьшение приведет к снижению массы и габаритов шкивов.

Анализ полученных результатов исследований показал, что увеличение геометрических параметров зубьев трапецеидального профиля до уровня аналогичных параметров зубьев полукруглого профиля, позволяет значительно (на 30...45 %) снизить эквивалентные напряжения и деформации в их опасном сечении, и обеспечить нагрузочную способность и усталостную долговечность зубьев трапецеидального профиля практически равные данным показателям зубьев полукруглого профиля. Наряду с этим, происходит существенное снижение массогабаритных параметров зубчато-ременной передачи, ее динамической нагруженности и себестоимости производства.

Вместе с тем, следует отметить, что зубья полукруглого профиля обладают рядом преимуществ, не свойственных зубьям трапецеидального профиля, к которым, прежде всего, следует отнести их минимальную профильную интерференцию, повышенную износостойкость за счет пониженных показателей мощности трения и скорости взаимного скольжения зубьев ремня и шкива при входе в зацепление, повышенную плавность работы, пониженные шумоизлучение и вибрации. В совокупности это позволяет однозначно констатировать более высокий технический уровень зубчато-ременных передач с зубьями полукруглого профиля.

Проведенный сравнительный анализ существующих в настоящее время международных стандартов, касающихся типоразмеров и профилей приводных зубчатых ремней (таблица 4), показал их несовершенство в части необоснованно широкой номенклатуры последних с близким или равным шагом зубьев – параметром, являющимся основой проектного инженерного расчета зубчато-ременных передач.

**Таблица 4 – Матрица типоразмеров зубчатых ремней международных стандартов**

Стандарт	Типоразмер / Шаг зубьев $t_p$ , мм								
	<i>Трапецеидальный профиль</i>								
ТУ РБ 00149438-073-95		m1 3,14	m1,5 4,71	m2 6,28	m3 9,42	m4 12,57	m5 15,71	m7 21,99	m10 31,42
ISO 5296	MXL 2,032		XL 5,08		L 9,525	H 12,7		XH 22,225	XXH 31,75
DIN 7721	T2 2	T2,5 2,5	T5 5		T10 10			T20 20	
AT			AT5 5		AT10 10			AT20 20	
<i>Полукруглый профиль</i>									
ТУ 38405560-84					m3 9,42	m4 12,57	m5 15,71		

Стандарт	Типоразмер / Шаг зубьев $t_p$ , мм							
		3M	5M		8M		14M	
HTD		3	5		8		14	

Поэтому, с целью повышения технического уровня зубчато-ременных передач, соблюдения общих правил стандартизации, унификации, международного разделения труда и кооперации, предлагается выработать новый международный стандарт «Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры», используя, полученные в настоящей работе, результаты исследований.

## ЛИТЕРАТУРА

1. ОСТ 3805114-76. Ремни приводные зубчатые и шкивы. Основные размеры. Методы контроля размеров ремней. М.: НИИРП, 1977. – 16 с.
2. Ленты конвейерные, ремни приводные из резины: ТУ РБ 00149438-073-95. – Введ. 01.01.95. – Минск: ИУТУ: Беларусьрезинотехника, 1995. – 24 с.
3. ISO 5296-1: 1989. Synchronous belt drives. Belts. Part 1: Pitch codes MXL, XL, L, H, XH and XXH. Metric and inch dimensions.
4. DIN 7721-1: 1989. Synchronous belt drives, metric pitch; synchronous belts.
5. ТУ 38405560-84. Ремни приводные зубчатые и шкивы с полукруглым профилем зубьев. Основные размеры. М.: НИИРП, 1984.
6. ISO 13050: 1999. Curvilinear toothed synchronous belt drive systems.
7. Баханович, А.Г. Теория и практика зубчато-ременных передач: монография / А.Г. Баханович // БНТУ. – Минск, 2008. – 209 с.
8. Баханович, А.Г. Исследование усталостной прочности приводных зубчатых ремней с зубьями полукруглого профиля / А.Г.Баханович // Механика-2009: сб. науч. тр. IV Белорус. Конгресса по теорет. и прикл. механике / Под общ. ред. М.С. Высоцкого. – Минск: ОИМ НАНБ, 2009.
9. Баханович, А.Г. Исследование неполнопрофильного зацепления зубчато-ременных передач / А.Г.Баханович // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. – № 3(8). – С. 35-41.

УДК 621.833:531.3

*Берестнев О.В., Гоман А.М., Берестнев Я.О.*

## СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ ПРИВОДНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ ПО СОБСТВЕННЫМ ФОРМАМ

*Объединённый институт машиностроения НАН Беларуси  
220072, г.Минск, ул.Академическая, 12*

**Введение.** В Объединённом институте машиностроения НАН Беларуси уже длительное время проводятся теоретические и экспериментальные исследования в области динамики и надёжности трансмиссионных систем, приводных зубчатых механизмов, вырабатываются рекомендации по конструированию и выбору рациональных геометрических параметров их элементов и деталей [1-3]. В представляемом докладе дается анализ исследований виброактивности и динамической нагруженности зубчатых приводных механизмов методом собственных форм.

Аналитический расчет динамических процессов в механических зубчатых приводах машин [2-4] относится к исследованию многомассовых динамических моделей. В большинстве случаев дифференциальные уравнения движения с некоторыми допущениями принимаются линейными и решаются численными методами. Однако более эффективным является метод разложения движения по собственным формам, обеспечивающий большую прозрачность и возможность контроля вычислений на всех стадиях расчета. В ряде практических случаев диапазон частот возмущающих факторов, действующих в приводах машин существенно ниже значений высших собственных частот, что позволяет для изучения движения системы ограничить-