

сэжкей. – Machine Design. – 1989. – Vol.33, №16. – p. 109-113; 17. Пат. 0384049, ЕПВ, МКИ F16G1/28. Power transmission belt and drive/ Tanaka H., Royuki N., Nagai Kanaji, Mitsuboshi Belting Ltd. - заявл. 20.02.89; опубл. 29.08.90. – 8с. 18. А.с. 1820095 (СССР), МКИ F16H1/28. Зубчато-ременная передача/ А.Н.Никончук; Бел. политехн. ин-т. - №4936514/28; заявл. 16.05.91; опубл. 07.06.93, Бюлл. №21// Открытия. Изобретения. – 1993. - №21. – с. 91.; 19. Пат. 2457409, Франция, МКИ F16G1/28. Courroie crantée don't les dents presentent un profil geometrique detertee/ Gicognani Mario; Industrie Pirelli S.p.A. - №8011685; заявл. 27.05.80; опубл. 19.12.80. – 8 с.; 20. Пат. 3510740, ФРГ, МКИ F16H7/02. Zahnriemenaufbau aus Polyurethan/ Nishicori Yoji, Komaki Aichi; Mitsuboshi Belting Ltd. - заявл. 25.03.85; опубл. 25.09.86. – 10 с.; 21. Пат. 4614510, США, МКИ F16G1/28. Polyurethane toothed belt structure / Nishikori Yoji; Mitsuboshi Belting Ltd. - №709541; заявл. 08.03.85; опубл. 30.09.86; НКИ 474-205. – 19 с.; 22. Пат. 4614509, США, МКИ F16G1/28. Toothed belts/ Giorgio Tangorra; Industrie Pirelli S.p.A. - №467794; заявл. 18.02.83; опубл. 30.09.86; НКИ 474-205. – 10 с.; 23. Заявка 0309653, ЕР, МКИ F16G1/28. Gezahnte Treilriemen/ Mariani Giorgio; Industrie Pirelli S.p.A. - №88109809.9; заявл. 20.06.88; опубл. 05.04.89. – 8 с.; 24. Пат. 4571204, США, МКИ F16H7/02. Belt drive system/ Arinaga Kumiomi; Unitta Co. Ltd. - №517257; заявл. 26.07.83; опубл. 18.02.86; НКИ 474-153. – 5 с.; 25. Пат. 4553952, США, МКИ F16G1/28. Toothed belt and toothed-pulley transmission/ Tangorra Giorgio, Gicognani Mario, Macchiarulo Vincenzo; Industrie Pirelli S.p.A. - №467793; заявл. 18.02.83; опубл. 19.11.85; НКИ 474-153. – 9 с.; 26. Пат. 4016174, ФРГ, МКИ F16H7/02. Zahnriementrieb/ Bartelt Dietrich, Guskov Valery, Kozachevskij Genadij, Rak Janusz, Scheck Walter; Wilhelm Herm Müller GmbH und Co.KG. - №4016174.9; заявл. 19.05.90; опубл. 21.11.91. – 11 с.

УДК 621.85.052.44

А.Г. Баханович

## ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ НАУЧНЫХ ОСНОВ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗУБЧАТО-РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Основной задачей научно-технического прогресса в современном машиностроении является создание и внедрение высокоэффективных конструкций машин и механизмов. Ее решение во многом определяется возможностями оснащения создаваемой техники высоконадежными и долговечными приводами.

Ременные передачи являются одними из наиболее распространенных механизмов, и зачастую именно они определяют технический уровень машин в целом. Несмотря на многовековую историю развития ременных передач, только в последнее время удалось создать работоспособные конструкции, объединяющие положительные качества как собственно ременных передач, так и передач зацеплением, например, цепных. Получившие название зубчато-ременных, такие механизмы ввиду своих очевидных преимуществ имеют тенденцию к бурному развитию, вытесняя классические передачи практически из всех областей применения. В абсолютном исчислении общемировой уровень выпуска зубчатых ремней в начале нынешнего века превысил цифру 3 млрд. шт. в год. Наряду с этим, ежегодный прирост потребления ремней составляет 8...10 %.

К числу основных преимуществ передач зубчатым ремнем относятся:

- возможность получения высоких скоростей ремня (до 120 м/с);
- относительно высокая долговечность деталей передачи (валов, подшипников) из-за низких значений предварительного натяжения ремня;
- низкая материалоемкость в сочетании с минимальной массой ремня на единицу передаваемой мощности;
- высокие значения передаваемой мощности (до 1000 кВт) и крутящего момента (до 8000 Нм);
- температурный диапазон эксплуатации ремней от  $-55$  до  $+100^{\circ}\text{C}$ ;
- коэффициент полезного действия до 98 %;
- существенно меньший нагрев ремня из-за его малой изгибной жесткости и отсутствия эффекта скольжения на шкивах;
- синхронность вращения валов с передаточным отношением до 40;
- диаметр шкивов от 13 мм, длина ремней до 30 м и более;
- возможность использования ремней в механизмах возвратно-поступательного прецизионного перемещения с точностью позиционирования  $\pm 0,05$  мм;
- возможность эффективной работы в реверсивном режиме;
- компактность, отсутствие ухода.

Вместе с тем накопленный опыт промышленной эксплуатации зубчато-ременных передач зачастую свидетельствует о недостаточном соответствии их возможностей все возрастающим требованиям, предъявляемым к механическим приводам при современном уровне развития техники.

Объективно это связано, очевидно, с тем, что проблема повышения качества, в первую очередь, надежности и долговечности зубчатых ремней, с некоторых пор идет по трем все более расходящимся путям. Первый из них - разработка и освоение все более эффективных материалов - эластомера, корда, обкладочной ткани, адгезионных и антифрикционных составов. Второй - создание усовершенствованных технологий переработки перечисленных материалов в готовые изделия. Третий путь - конструирование передач и собственно ремней, которые за счет своих отличительных особенностей способны демонстрировать повышенные показатели надежности и долговечности.

Признавая важность первого пути, мы, тем не менее, считаем, что его разработкой следует заниматься специалистам в таких областях, как физико-химия полимеров, высокомолекулярных и адгезионных соединений. Следовательно, представляется целесообразным сосредоточить внимание на двух других. При этом их анализ показывает, что конструирование и технология производства ремней должны быть тесно взаимосвязаны, чего в действительности не наблюдается.

Практически также не подвергался разработке такой важнейший резерв повышения долговечности передач, как создание и применение на практике методов определения рациональных эксплуатационных и конструктивных параметров передачи: предварительного натяжения ремня, степени коррекции шкивов, передаваемой окружной силы и др. Естественно, что подобная разработка должна вестись с учетом конструктивных особенностей ремней и технологии их производства. Таким образом, для радикального улучшения технических характеристик зубчато-ременных передач, в частности, зубчато-ременных передач, необходимо отказаться от изолированной разработки традиционных методов их повышения, перейдя к комплексному подходу.

Основой такого подхода является выработка критериев деструкции элементов ремня. Практика свидетельствует, что таких критериев (систематических отказов) 3 вида:

- усталостное разрушение зубьев;
- усталостное разрушение корда;
- износ профиля зубьев.

Очевидно, что все они являются следствием взаимодействия ремней со шкивами при определенных кинематических и динамических условиях. Таким образом, основой для создания обоснованных методик проектного расчета передач и оценки влияния эксплуатационных факторов на долговечность служат достоверные сведения о нагруженности ветвей ремня и зубьев дуги обхвата шкива, а также скоростях скольжения, реально наблюдаемых в зацеплении. Последнее предопределяет исследование кинематики зацепления на базе не идеализированной, а фактической геометрии зубьев ремня и шкива, имеющих развитые радиусные участки.

Расчет нагруженности зубьев дуги обхвата невозможен без наличия достоверных значений физико-механических свойств ремня, являющегося полимерной анизотропной вязко-упругой системой взаимосвязанных посредством адгезионных связей элементов. Причем, каждый из этих элементов обладает собственными значениями физико-механических свойств, различающимися как в статических, так и в реальных, динамических условиях работы.

Сведения о показателях динамических физико-механических свойств позволяют создать модель силового взаимодействия движущегося ремня со шкивом с учетом ударного характера входа зубьев в зацепление. Это, в свою очередь, позволяет разработать обоснованные модели утраты работоспособности с последующим прогнозированием долговечности зубьев и, в конечном счете, получить методику проектного расчета передачи с заданным ресурсом.

Нагруженность ветвей ремня и дуг обхвата шкивов, определенная на основе принципа Понселе, не отражает реально наблюдаемых явлений. Таким образом, необходима разработка проблемы статической неопределенности передачи с учетом изгибной жесткости ремня и динамического характера нагружения его ветвей. Решение этой проблемы, помимо прочего, создает предпосылки для синтеза обоснованной методики определения важнейшего эксплуатационного показателя передачи - предварительного натяжения ремня.

При прогнозировании долговечности зубчатого ремня, определяющего срок службы передачи и механизма (машины) в целом, необходимо, на наш взгляд, отказаться от изолированного рассмотрения процессов деструкции элементов ремня – износа профиля и усталостного разрушения зубьев и несущего слоя ремня. Такой подход не совсем адекватно описывает достаточно сложные физические процессы, происходящие в полимерном теле ремня при передаче мощности. Мы считаем, что в основу прогнозирования долговечности вязко-упругих элементов зубчато-ременных передач, каким является приводной зубчатый ремень, должна быть положена энергетическая гипотеза накопления износоусталостных повреждений [1], т.е. трибофатический аспект, базирующийся на определении энергии активации процессов термодеструкции и механического разрушения полимеров. На наш взгляд, идя по пути трибофатического прогнозирования долговечности резино-кордных конструкций, учитывающего особенности внутренних межмолекулярных связей полимеров, мы сможем уменьшить массогабаритные показатели передачи со всеми вытекающими из этого экономическими и эргономическими показателями, сохраняя высокий заданный уровень долговечности и надежности приводов.

Конструирование ремней до настоящего времени также проводилось практически без анализа критериев их разрушения. Первое из направлений конструирования заключалось во внесении усовершенствований, не противоречащих сложившемуся уровню стандартизации и унификации. До настоящего времени наиболее существенным достижением здесь являлось оснащение ремня износостойкой обкладочной тканью, обеспечившей повышение долговечности в 5-12 раз. Однако это потребовало пересмотра технологии, причем ее новый вариант отличается массой

недостатков, не позволяющих в полной мере реализовать потенциальные возможности повышения долговечности. Таким образом, становится очевидной проблема совершенствования технологии с целью дальнейшего и действенного увеличения эксплуатационных показателей ремней. Альтернативное направление предполагает изменение формы рабочей части ремня, позволяющее минимизировать некоторые нежелательные явления, сопровождающие работу передачи, в первую очередь, профильную интерференцию, ведущую к сравнительно быстрому износу зубьев. Эффективность этой работы до настоящего времени оставалась невысокой, так как отсутствовали теоретические разработки кинематики пересопряжения зубьев ремня и шкива, и, соответственно, не было предпосылок для создания безинтерференционного профиля.

Наряду с высокими требованиями, предъявляемыми к надежности и долговечности проектируемых и эксплуатируемых приводов, в настоящее время на первый план выходит экологический аспект функционирования машин и механизмов, заключающийся в минимизации воздействия на человека и окружающую среду различных вредных факторов и, прежде всего, если мы ведем речь о механических приводах – шумоизлучения и виброактивности. На наш взгляд, решение данной проблемы лежит в русле создания теоретически обоснованных методов борьбы с акустической эмиссией, заключающихся, с одной стороны, в создании конструкций передач со сниженной аэродинамической акустикой и повышенной плавностью работы, с другой стороны, в расчете и выборе рациональных значений конструктивных и эксплуатационных параметров передачи. В качестве концептуального метода конструирования зубчато-ременных передач с улучшенными показателями виброактивности и шумоизлучения предлагается модифицированная шевронная зубчато-ременная передача [2], имеющая коррекцию не только диаметральных размеров, но и углов наклона зубьев шкивов, вытекающую из анализа силового взаимодействия зубьев в зацеплении.

Наряду с конструированием зубчато-ременных передач с различными безинтерференционными профилями и разработкой новой усовершенствованной методики их проектного инженерного расчета, важнейшим методом повышения технических характеристик приводных зубчатых ремней является разработка новой прогрессивной технологии их производства, которая обуславливает уровень прочности адгезионных связей между элементами готового ремня.

Технология производства приводных зубчатых ремней сводится к следующим комплексам технологических операций: а) сборка заготовки ремня из кордных, тканевых и невулканизированных эластомерных материалов; б) вулканизация заготовок; в) резка заготовок (викеля) на отдельные ремни; г) контроль качества ремней.

До недавнего времени в мире существовало две разновидности технологического процесса изготовления приводных зубчатых ремней.

Первый из них – метод литья в пресс-формах на гидравлических прессах с плоскими обогреваемыми плитами, позволяющий получать зубчатые ремни небольшой длины без износостойкой тканевой обкладки зубьев. Литые ремни отличаются точными размерами и высоким качеством поверхностей. Однако, будучи лишены тканевой обкладки рабочей части, такие ремни недостаточно долговечны.

Второй метод – вулканизация в автоклаве. Ремни, изготовленные таким способом, оснащены износостойкой тканевой обкладкой зубьев, и их долговечность в 5-7 раз превышает долговечность аналогичных литых ремней.

Вместе с тем технология вулканизации в автоклаве имеет свои недостатки, не позволяющие в полной мере реализовать максимальную долговечность изготавливаемых

ремней. Прежде всего, это связано с низкими давлениями прессования (до 1,5 МПа) в отличие от предыдущего метода (свыше 25 МПа). Низкие давления прессования обуславливают невысокие показатели прочности адгезии корда к эластомеру, а также наличие пористостей, раковин и т.д. в готовом изделии. Кроме того, прессование в автоклаве осуществляется гибким прессующим элементом – резино-кордной диафрагмой. Наличие нежёсткого прессующего элемента не позволяет получать требуемую конечную толщину ремней, для достижения которой их приходится шлифовать. Кроме того, такой технологический процесс отличается повышенными энерго- и трудозатратами, удлинением технологической цепи и увеличением количества производственного оборудования, невысокой экологической чистотой ввиду образования резиновой пыли и промышленных отходов при шлифовании.

Объединение положительных свойств обеих технологий реализовано в новой прогрессивной импортозамещающей технологии изготовления приводных зубчатых ремней, разработанной в Белорусском национальном техническом университете [3]. Технология основана на прессовании заготовки ремня жёсткими прессующими секторами, синхронно сближающимися в радиальном направлении. Течение вулканизируемого эластомера в радиальном направлении обеспечивает качественное оформление тканевой обкладки на рабочей части ремня, исключая складкообразование. Наличие жёстких прессующих секторов позволяет получать ремни заданной толщины и с требуемым качеством поверхностей непосредственно в пресс-форме.

Изготовление приводных зубчатых ремней по методу прессования жёсткими секторами или прессующими элементами (ПЖЭ) осуществляется на стандартных вулканизационных гидравлических прессах с плоскими обогреваемыми плитами. Для реализации метода используются 2 разновидности пресс-форм.

Первая, с вертикальной осью профильного барабана и комплектом секторов и конусов (секторная), предназначена для изготовления сравнительно больших ремней длиной 700...1500 мм. Вторая оснастка имеет горизонтальную ось профильного барабана и два прессующих сектора.

Во избежание изготовления дорогостоящих комплектов полуформ, для близких по размерам ремней изготавливают один унифицированный корпус, оснащённый набором упругих сменных втулок, внутренняя поверхность которых выполняет формообразующие функции.

Давление, развиваемое в пресс-форме, так же как и при методе литья, достигает 25 МПа. Таким образом, уже на стадии прессования становится возможным получать ремни с тканевой обкладкой, качественно отформованные повышенным давлением. Ремни, как и при методе литья, отличаются высоким качеством поверхностей, точностью размеров, плотной структурой и повышенными физико-механическими свойствами, что обеспечивает им лучшие показатели работоспособности по сравнению с ремнями, изготовленными в автоклаве, и, тем более, литьевыми.

Это подтверждается проведенным комплексом экспериментальных исследований на стендовом оборудовании (прочность ремня на разрыв; сопротивление зуба ремня сдвигу; прочность адгезионных связей; ресурс).

Таким образом, развитие научных основ повышения технических характеристик зубчато-ременных передач должно базироваться на системном подходе к исследованию принципов их функционирования путем создания прогрессивных усовершенствованных методов расчета и выбора рациональных параметров передачи, конструкций и созданию технологии производства ремней.

В практическом плане решение поставленной задачи позволит повысить качество и конкурентоспособность продукции отечественного машиностроения, а также

получить значительный экономический эффект ввиду отказа от потребления импортных зубчато-ременных передач.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Сосновский Л.А., Трощенко В.Г., Махутов Н.А., Гао Ван Чжэн, Богданович А.В., Щербаков С.С. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). – Гомель, Киев – Москва – Ухань, 2001. – 171 с.; 2. Патент №4790 ВУ, МКИ F 16H 7/02. Зубчато-ременная передача/ Никончук А.Н., Баханович А.Г., Косырев И.А., Никончук И.Н.// № а 19981199; заявл. 30.12.98; опубл. 05.07.02, Бюл. №3. – 2002. – с. 24.; 3. Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Баханович И.Г. Прогрессивная импортозамещающая технология производства приводных зубчатых ремней из отечественных материалов/ Вестник БНТУ. 2003. №3. - с. 38-42.

УДК 621.81

А.Г. Вабищевич

## КОМПОНОВКА МАЛОГАБАРИТНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

*Белорусский государственный аграрный технический университет  
Минск, Беларусь*

Малогабаритная техника относится к средствам малой механизации (СММ). При компоновке СММ следует рассматривать систему «оператор-машина-среда» (ОМС).

Для учета подсистемы «машина-среда» при компоновке СММ очень важным является обеспечение экологической совместимости ходовой системы и рабочих органов с почвой. Основой расчета допустимого уровня воздействия на почву является зависимость между сопротивлением и осадкой почвы. Для почвы, подготовленной под посев зависимость «сопротивление-осадка» имеет вид [1]:

$$\sigma = \frac{a}{b} \operatorname{tg}(abh) \quad (1)$$

где  $a, b$  – коэффициенты, зависящие от свойств почвы:

$$a = \sqrt{k_0}, \quad b = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{1}{h_{yml} \sqrt{k_0}};$$

$k_0$  – коэффициент объемного смятия почвы,  $H/M^3$ ;

$h_{yml}$  – предельно возможная величина деформации, м;

$$h_{yml} = H \cdot \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_{min}}{(1 + \varepsilon_0)[1 - 2 \cdot \nu(1 + \varepsilon_{min})]};$$

$H$  – высота пахотного слоя, м;

$\varepsilon_0$  – коэффициент пористости почвы до нагружения;

$\varepsilon_{min}$  – минимально возможный коэффициент пористости почвы;

$\nu$  – коэффициент бокового расширения почвы для случая деформирования с ограниченной возможностью расширения.

На основании зависимости (1) определена величина плотности почвы в следе: