



МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 629.114-585.2

В.Б. АЛЬГИН, д-р техн. наук, профессор

заместитель директора по научной работе¹

E-mail: vladimir.algin@gmail.com

Е.Н. БОКОВЕЦ

начальник отдела охраны интеллектуальной собственности¹

E-mail: patent@tut.by

Е.В. КУЗНЕЦОВ, магистр техн. наук

аспирант¹

E-mail: evk92@mail.ru

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Статья поступила 23.11.2015.

ВЫСОКОМОЩНЫЕ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ: ПАТЕНТНО-ИНФОРМАЦИОННОЕ И РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ. ЧАСТЬ 3. КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ С ЧЕТЫРЬМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ И ОБЩИЙ АНАЛИЗ

Статья завершает публикацию результатов исследования высокомоментных гидромеханических передач. Первые две части опубликованы в двух предыдущих номерах журнала. В данной части с использованием методики расчетного анализа, представленной в первой части работы, и показателей компактности и нагруженности, введенных во второй части, проанализированы коробки передач, имеющие четыре и более степени свободы. Рассмотрены высокомоментные коробки передач Allison, Caterpillar, Komatsu, General Motors. Кроме того, приведены запатентованные компаниями Zahnradfabrik, Hyundai, Jatco, Aisin AW, Volvo в последнее время коробки передач для грузовых и пассажирских автомобилей. Показано, как компактность, число степеней свободы, конфигурация связаны с нагруженностью коробки передач. Сформулирована задача получения коробки передач с минимальной нагруженностью, и представлен пример минимально нагруженной коробки. Сделаны обобщающие выводы по результатам рассмотрения коробок передач с тремя и четырьмя степенями свободы и методам их исследования.

Ключевые слова: гидромеханическая трансмиссия, коробка передач, параметры, показатели, скоростной и силовой расчет, нагруженность, компактность, комплексная оценка схемы передачи

Введение. Общей целью работы является определение тенденции развития высокомоментных гидромеханических передач (ГМП), разработка современных инструментов патентно-информационного исследования, позволяющих проводить комплексные оценки подобных объектов на ранних стадиях их проектирования. Основное внимание уделяется планетарным коробкам передач, которые наиболее широко используются в составе высокомоментных ГМП.

В первой части работы [1] развита методика патентно-информационного исследования технических объектов применительно к коробкам передач

(КП). Определены источники исходной информации, включая мировые базы патентных документов, описаны их возможности и особенности. Показано, что информационное исследование должно основываться на аналитической (расчетной) модели, позволяющей перейти от параметров объекта, частично или полностью приводимых в исходных источниках (патентных документах), к его показателям, которые характеризуют его основные свойства. Для случаев неполноты исходной информации разработаны методы нахождения недостающих параметров (методы синтеза объекта с частично представленным набором параметров).

Во второй части [2] исследованы типовые высокомоментные коробки передач мировых производителей с *тремя степенями свободы*. Для оценки компактности коробки введен *коэффициент компактности* K_{PE} , который определяется как отношение числа передач переднего хода N_p коробки к суммарному числу планетарных рядов N_{GS} и элементов управления (числу муфт и тормозов) N_{CB} . Нагруженность коробки передач оценивается по результатам расчета ее основных скоростных и силовых показателей. Для общей оценки введен комплексный *показатель нагруженности* K_L . Он определяется на основе четырех основных показателей нагруженности. Основными локальными показателями нагруженности приняты $\omega_{\Phi_{max}}$ — максимальная скорость фрикциона при включении вверх; $\omega_{\Phi_{Xmax}}$ — максимальная скорость холостого вращения; $\omega_{\Phi_{XCmax}}$ — максимальная скорость холостого вращения на режиме противовращения; $M_{\Phi_{max}}$ — максимальный момент, передаваемый фрикционом с учетом режимов переднего и заднего хода. Для показателей проведена нормировка (настройка) с целью выравнивания значимости каждого из них для расчета комплексного показателя. С позиций геометрической интерпретации K_L представляет собой площадь фигуры — четырехугольника, который строится с использованием значений упомянутых локальных показателей нагруженности, откладываемых на осях 1–4.

В зависимости от целей исследования и особенностей объекта нормирующие коэффициенты могут быть изменены, а число учитываемых основных локальных показателей расширено. При переходе к комплексному показателю могут быть использованы наборы с большим числом локальных показателей. Геометрически — это пятиугольники и другие многоугольники по числу учитываемых показателей.

В данной части работы рассмотрены коробки передач с четырьмя степенями свободы мировых производителей высокомоментных трансмиссий. Кроме того, проанализированы коробки передач с числом степеней свободы 3–5 для грузовых и пассажирских автомобилей. Такие коробки передач динамично развиваются. При этом увеличиваются число передач и степени свободы. Тенденции их развития могут оказаться полезными и для создания новых высокомоментных трансмиссий.

Считается, что одним из основных факторов, влияющих на потери в коробке передач, является число фрикционных элементов управления, находящихся в выключенном состоянии. Чем меньше таких элементов, тем выше общий КПД коробки передач. При равном числе фрикционов у коробок с тремя и четырьмя степенями последние будут иметь в выключенном состоянии на один фрикцион меньше. Поэтому коробки передач с четырьмя степенями свободы, несмотря на более высокую сложность управления, находят все более широкое применение на выпускаемых пассажирских автомобилях.

Вопросы синтеза таких коробок принципиально отличаются от синтеза двух- и трехступенных коробок, поскольку нельзя использовать графические представления для зависимостей между всеми передаточными числами. Это осложняет восстановление недостающих параметров при рассмотрении коробок с неполным или ошибочным описанием.

В работе [3] представлен метод синтеза коробок, состоящий в переборе вариантов соединения звеньев планетарных рядов, последующей отбраковке непригодных вариантов и определении параметров планетарных рядов, удовлетворяющих заданным передаточным числам. Метод синтеза, основанный на переборе возможных вариантов, использован в работе [4], где продемонстрированы, кроме того, примеры выпускаемых трансмиссий и патентов, полученных по разработкам автора.

Следует отметить, что в работах [5–8] предложен подход, позволяющий избежать полного перебора вариантов. Он основан на предварительном построении всех (с точностью до изоморфизма) структур, состоящих из трехзвенных механизмов, что значительно сокращает и делает обозримым множество возможных решений. Для описания и синтеза структур трансмиссий разработаны канонические матрицы инцидентий, однозначно отображающие различные изоморфные структуры. Представлена модель трансмиссии в виде структурных фрагментов с 3–5 степенями свободы как основа для эффективного применения эвристических алгоритмов синтеза схем, разработан общий подход к синтезу [8]. В работе [9] описан алгоритм, программная реализация и примеры построения упомянутых канонических матриц. Такой подход существенно сокращает число рассматриваемых вариантов. Кроме того он придает поиску не «слепой», а целенаправленный характер, поскольку может быть учтены особенности коробок на структурном уровне.

В работе [4] указано, что процесс получения схемы является начальным, его результат используется в дальнейшем на стадии «детализированного» проектирования, в которой существенная роль отводится таким вопросам как расположение подшипников, компоновка, проектирование гидравлической системы, и т. д. Эти вопросы относятся к стадии «пост-проекта». Они могли бы потенциально использоваться на более ранней стадии для отсеивания непригодных вариантов. Однако целесообразно выполнять эти две стадии отдельно, чтобы не подвергать пространство проекта слишком многим ограничениям. Дополнительно некоторые из этих ограничений могут модифицироваться, если их роль достаточно сильна [4].

Таким образом, подчеркивается значимость оценки схемных решений при проектировании, т. е. та *основная задача*, на которую направлена представляемая работа.

Завершают работу общие выводы, основанные на результатах всех ее частей.

Коробки передач с четырьмя степенями свободы высокомошной техники. Типовые коробки передач

с четырьмя степенями свободы для высокомошной техники и их параметры представлены в таблице 1. Для многих их них определены внутренние передаточные числа планетарных рядов U_{Di} по переда-

Таблица 1 — Типовые коробки передач с четырьмя степенями свободы для высокомошной техники и их параметры

№	Коробка передач	U_i	$\frac{N_{GS}}{N_{CB}} \frac{K_{FE}}$	U_{Di}	Компания, патентный документ на КП
$N_p = 6$					
1		5,00 3,00 1,76 1,21 1,00 0,80 -2,75	3 5 0,75	-1,65 -1,82 -1,50	GEN MOTORS CORP US6645116 [10]
$N_p = 7$					
2		4,07 2,51 1,78 1,24 1,00 0,83 0,68 -3,77	3 6 0,78	-2,13 -2,69 -2,43	GEN MOTORS CORP US6846263 [11] EP1413797
3		4,23 2,40 1,63 1,17 1,00 0,859 0,701 -3,82	3 6 0,78	-1,59 -2,34 2,65	GEN MOTORS CORP US7008346 [12] DE102004040780
$N_p = 8$					
4		4,57 3,09 2,67 1,81 1,41 1,00 0,711 0,614 -4,48	4 7 0,73	-1,82 -1,95 -2,09 -2,09	GM GLOBAL TECH OPERATIONS US8715128 [13] CN103133612 DE102012221774
5		4,80 3,15 1,83 1,36 1,00 0,830 0,754 0,656 -5,27	3 7 0,80	-2,09 -1,99 -2,15	GEN MOTORS CORP DE102005033966 [14] US7150695

Продолжение таблицы 1

№	Коробка передач	U_i	$\frac{N_{GS}}{N_{CB}} \frac{K_{FE}}$	U_{Di}	Компания, патентный документ на КП
6		4,74	3 7 0,80	-1,63 -2,65 -2,15	GEN MOTORS CORP DE102005036279 [15] US7150696
		3,24			
		2,21			
		1,61			
		1,21			
		1,00			
		0,89			
		0,73			
		-3,88			
		-2,65			
-1,81					
$N_p = 9$					
7		5,97	3 7 0,90	-2,04 -2,70 -2,56	GEN MOTORS CORP US7056257 [16]
		3,00			
		2,04			
		1,55			
		1,32			
		1,00			
		0,79			
		0,73			
		0,65			
		-8,62			
-2,65					
$N_p = 10$					
8		6,22	4 6 0,90	-2,27 -1,80 -1,80 -3,70	CATERPILLAR INC US8480533 [17] WO2011066158 CN102725560 DE112010004555
		4,70			
		3,38			
		2,68			
		2,02			
		1,66			
		1,20			
		1,00			
		0,69			
		-5,87			
-2,53					
$N_p = 10$					
9		3,923	1,00	-3,40 -2,15 -2,95 -1,75	GM GLOBAL TECH OPERATIONS INC US8002662 [18] CN101788040 DE102010005292
		2,750			
		2,125			
		1,497			
		1,132			
		1,000			
		0,833			
		0,773			
		0,717			
		0,577			
-2,763					
10		5,61	4 6 1,00	-2,35 -3,42 -3,30 -1,70	GM GLOBAL TECH OPERATIONS INC US8052566 [19] DE102010007467 CN101871517
		4,34			
		3,06			
		2,10			
		1,79			
		1,53			
		1,28			
		1,00			
		0,845			
		0,774			

Окончание таблицы 1

№	Коробка передач	U_i	N_{GS} N_{CB} K_{PE}	U_{Di}	Компания, патентный документ на КП
11		—	4 6 1,00	—	GM GLOBAL TECH OPERATIONS INC US8777797 [20] DE102013201601 KR101376070 CN103322141
12		4,73 3,70 2,83 2,44 1,98 1,64 1,26 1,00 0,82 0,69 -4,40	4 6 1,00	-3,10 -2,18 -2,10 -2,23	CATERPILLAR INC US 2013150201 [21] WO2013090218 AU2012352563 CN103987995 DE112012005218

точным числом U_i , приводимым во многих случаях при их описании в патентных документах.

В таблицу 2 сведены полученные расчетом значения показателя нагруженности K_L . Там же отме-

Таблица 2 — Нагруженность, особенности конструкции, критические значения отдельных показателей высокомоментных коробок передач

Позиция в таблице 1	N_p	Коробка передач	K_{PE}	K_L	Примечание
1	6	GM (2003)	0,75	2,78	Задний ход мал (-2,75)
2	7	GM (2005)	0,78	2,16	Четыре муфты внутри с трудным доступом; муфта нагружена большим моментом (-3,7); солнце первого ряда заторможено
3	7	GM (2006)	0,78	3,38	Большой разрыв между первой и второй передачей (1,78); ряд со сдвоенными сателлитами
4	8	GM GTO (2013)	0,73	6,09	Последовательная схема на основе WT
5	8	GM(2006)	0,80	3,99	Четыре муфты
6	8	GM(2006)	0,80	2,37	Пять муфт
7	9	GM (2006)	0,90	4,13	Четыре муфты; момент на тормозе 11,8
8	9	Caterpillar (2009)	0,90	5,93	Скорость фрикциона при включении 2,60; двойное переключение с 3-й на 4-ю передачу
9	10	GMGTO (2010)	1,00	12,0	Скорость холостого вращения фрикциона 7,32; скорость фрикциона при включении -1,85
10	10	GM GTO (2011)	1,00	5,11	Три муфты с трудным доступом; мал задний ход
11	10	GM GTO (2014)	—	—	Ошибки при описании параметров коробки в патенте
12	10	Caterpillar (2013)	1,00	3,50	Момент на муфте 4,1; двойное переключение с 5-й на 6-ю передачу

чены особенности конструкции и критические значения отдельных показателей рассматриваемых коробок передач.

Замечания, относящиеся к наличию в коробке четырех и более муфт, основаны на следующем сообщении. Для получения прямой передачи в планетарных коробках передач необходимо включить $W-1$ муфт. Поскольку муфты сложнее тормозов, то классическим вариантом коробки можно считать коробку, содержащую $W-1$ муфт. Для коробок с четырьмя степенями свободы — это три муфты. Большее число муфт усложняет конструкцию. В некоторых коробках муфты расположены глубоко внутри коробки таким образом, что не очевиден способ подвода к ним рабочей жидкости для управления муфтой. Это также отмечено в комментарии.

Полученные значения показателя нагруженности, приведенные в таблице 2, использованы для построения графика зависимости K_L от показателя компактности K_{PE} (рисунок 1), а также аппроксимирующую данную зависимость линий тренда. Видно, что нагруженность растет с ростом компактности.

Типовые коробки передач мировых производителей для грузовых и пассажирских автомобилей. Типовые коробки передач с числом степеней свободы $W = 3...5$ представлены в таблице 3. Сравнительно небольшой период, охваченный анализом, объясняется тем, что каждый месяц в мире патентуются десятки решений по рассматриваемой тематике. Выбранный период и проведенный анализ достаточен для того, чтобы составить представления об уровне и характерных решениях в области планетарных ГМП грузовых и пассажирских автомобилей.

Для большинства КП, представленных в таблице 3, выполнены расчеты по расшифровке их параметров. В тех случаях, когда в патентных документах не представлены данные по передаточным числам, определение параметров не проводилось. Типовые решения затем были проанализированы с точки зрения нагруженности и особенностей конструкции. Результаты сведены в таблицу 4.

По данным таблицы 4 для коробок с четырьмя степенями свободы построена зависимость между показателями компактности и нагруженности, ко-

торая аппроксимирована линиями тренда двух типов (рисунок 2).

Можно отметить, что рассматриваемые коробки отличаются большей компактностью ($K_{PE} = 0,89-1,1$), и большим числом повышающих передач (2-4). Практически все КП имеют переключение передач выключением и включением одного элемента управления.

Использование в рассматриваемых КП одних и тех же элементов управления для переключения передач переднего и заднего хода приводит к тому, что неизбежна циркуляция мощности на передачах переднего хода.

Типовые ошибки при описании параметров КП в патентных документах. В патентных документах обычно приводятся основные функциональные параметры коробок передач: передаточные числа и комбинации включаемых элементов управления на передачах. Внутренние передаточные числа планетарных механизмов U_{Di} указываются лишь в отдельных случаях. Поэтому основной процедурой расшифровки параметров КП является нахождение U_{Di} . Для полностью описанных в патентных документах коробок передач расчетный анализ показывает, правильно ли представлены передаточные числа и комбинации элементов управления.

Коробки передач с четырьмя степенями свободы гораздо сложнее для анализа и особенно синтеза по сравнению с КП, имеющими три степени свободы. Возможно, из-за этого при их описании в патентных документах встречаются ошибки. При этом сам объект — коробка передач — без проблем патентуется, поскольку все заявленные конструктивные признаки и возможные состояния (передачи) при включаемых элементах управления имеют место. Однако в отдельных случаях передаточные числа на передачах, не заявленные, а реальные, подтверждаемые расчетом, делают КП не пригодной для практического применения.

Ниже представлены примеры типовых ошибок. Они не только уточняют данные, приведенные в патентах, но и демонстрируют характерные приемы расшифровки параметров коробок передач с четырьмя степенями свободы.

Коробка передач по патенту GM [14] (позиция 5 в таблице 1). Заявленные данные о режимах ее работы представлены в таблице 5. Для 6-й и 7-й передач указана одна и та же комбинация включаемых элементов управления. На шестой передаче включаемые элементы управления указаны верно, а правильная комбинация включенных на 7-й передаче элементов имеет вид: 50; 52; 59. Это техническая ошибка. Для ее исправления понадобился анализ связей между передаточными числами при возможных комбинациях включаемых элементов.

Коробка передач по патенту GM GTO [20] (позиция 11 в таблице 1). Заявленные данные о режимах ее работы представлены в таблице 6.

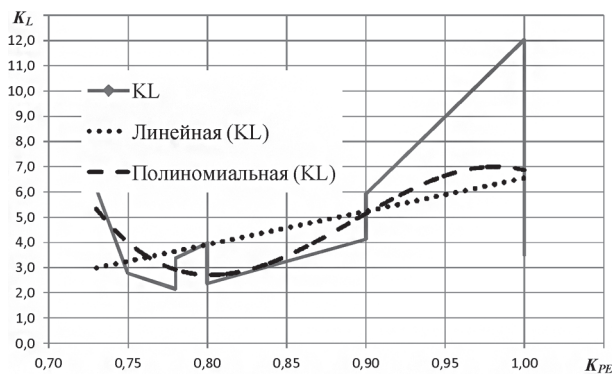
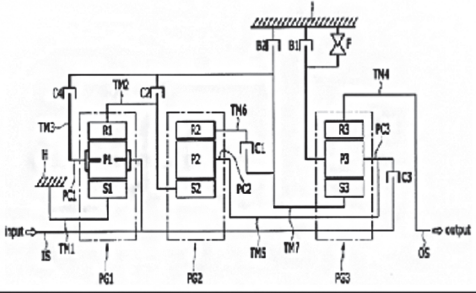
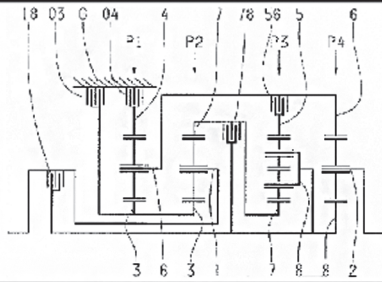
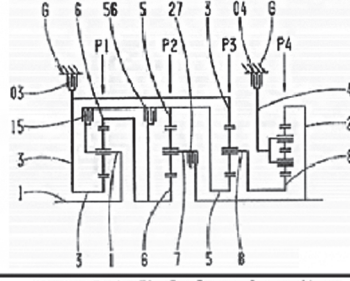
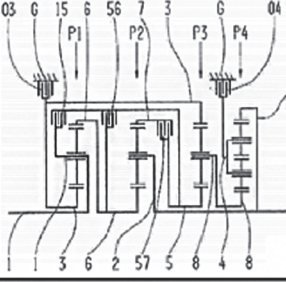
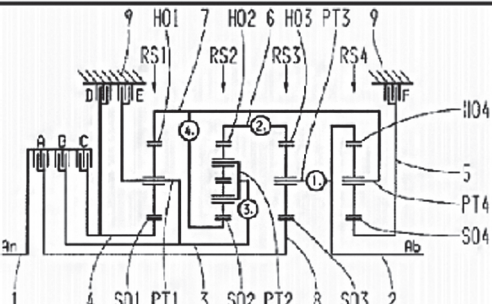
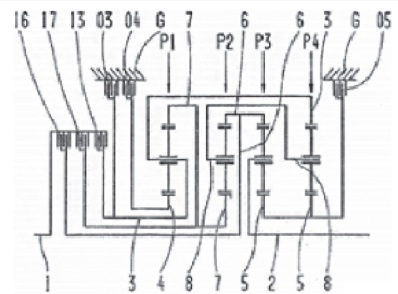
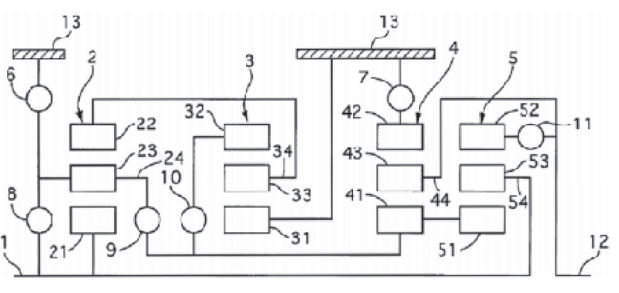
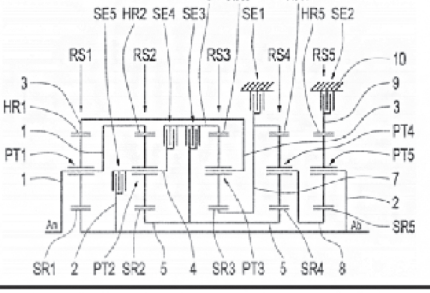
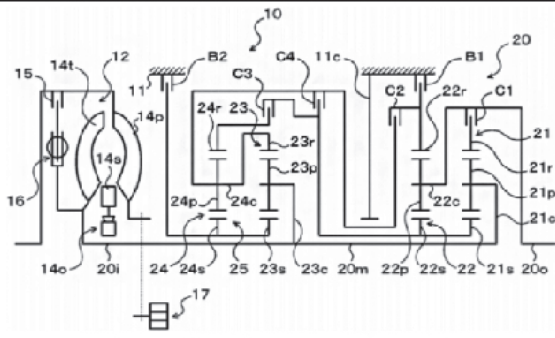
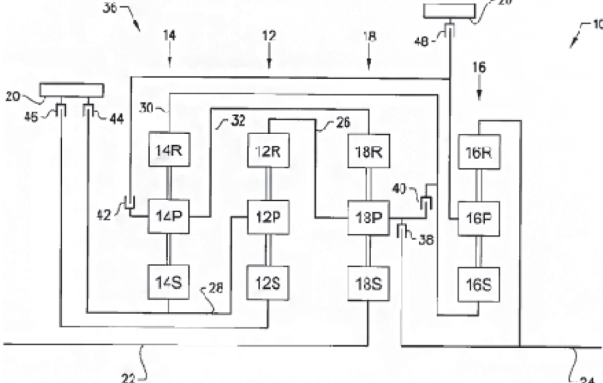


Рисунок 1 — Зависимость нагруженности от компактности высокооборотных ГМП с четырьмя степенями свободы

Таблица 3 — Типовые коробки передач ($W = 3-5$) мировых производителей для грузовых и пассажирских автомобилей в патентных документах за период конец 2014—середина 2015 года

№	Коробка передач	U_i	$\frac{N_{GS}}{N_{CB}} \frac{K_{PE}}$	U_{Di}	Компания, патентный документ на КП
Три степени свободы ($W = 3$)					
$N_p = 8$					
1		4,77 2,80 1,73 1,35 1,18 1,00 0,813 0,648 -3,18 -1,84	3 6 0,89	2,36 -1,49 -1,84	HYUNDAI MOTOR CO LTD KR101438637 [22] US2015111686 DE102014108535 CN104565236
Четыре степени свободы ($W = 4$)					
$N_p = 8$					
2		4,40 3,14 2,25 1,73 1,31 1,00 0,861 0,713 -3,32	4 5 0,89	-2,55 -2,24 2,08 -3,49	ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN DE102012212763[23]
3		5,084 3,214 1,970 1,582 1,257 1,000 0,819 0,632 -3,575	4 5 0,89	-1,72 -1,64 -1,58 1,97	ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN WO2013117394 [24] EP2812603 CN104081088 US2015031493
4		5,084 3,214 1,970 1,582 1,257 1,000 0,819 0,632 -3,575	4 5 0,89	—	ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN DE102012201678 [25] WO2013117370 EP2812601 CN104081086 US9074665
$N_p = 9$					
5		5,39 3,39 2,28 1,68 1,41 1,16 1,00 0,778 0,617 -2,99	4 6 0,90	—	ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN DE102012203069 [26] WO2013127548 CN104136807 US8992373 EP2820329

Продолжение таблицы 3

№	Коробка передач	U_i	N_{GS} N_{CB} K_{FE}	U_{Df}	Компания, патентный документ на КП
6		4,31 2,77 1,93 1,39 1,00 0,824 0,719 0,586 0,479 -3,59	4 6 0,90	-1,78 -2,59 -2,59 -3,90	ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN DE102012202812 [27] WO2013124083 EP2817536 US2015018162 CN104145136
7		4,88 3,04 2,15 1,65 1,24 1,00 0,850 0,660 0,558 -4,42	4 6 0,90	-2,05 -2,42 -2,04 -2,12	JATCO LTD WO2013088900 [28] KR20140101859 CN104024690 EP2792906 US2014349803 JP5789675
8		—	5 5 0,90	—	ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN DE102013216607 [29] WO2015024719
$N_p = 10$					
9		5,09 3,22 2,34 1,89 1,48 1,19 1,00 0,785 0,632 0,589 -4,95	4 6 1,00	-2,65 -1,72 -4,09 -3,61	AISIN AW CO WO2015034057 [30] JP2015072061
10		6,16 4,51 3,69 2,50 2,00 1,56 1,27 1,00 0,744 0,595 (0,419) -5,31 -2,09 -1,58	4 6 1,0	-1,69 3,18 -1,50 -2,12	VOLVO CONSTR EQUIP AB WO2014185831 [31]

Окончание таблицы 3

№	Коробка передач	U_i	$\frac{N_{GS}}{N_{CB}} \frac{K_{PE}}$	U_{Di}	Компания, патентный документ на КП
$N_p = 11$					
11		—	4 7 1,11	—	HYUNDAI MOTOR CO LTD KR101459477 [32] JP2015078763 DE102013114917 US8992371 CN104565239
Пять степеней свободы ($W = 5$)					
$N_p = 10$					
12		4,60 2,96 2,09 1,71 1,48 1,24 1,00 0,866 0,697 0,643 -5,32	4 6 1,00	-2,00 -1,80 -1,80 -3,60	ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN DE102013214618 [33] WO2015010835

Таблица 4 — Нагруженность, особенности конструкции, критические значения отдельных показателей коробок передач грузовых и пассажирских автомобилей

Позиция в таблице 3	N_p	Коробка передач	K_{PE}	K_L	Примечание
$W = 3$					
1	8	HYUNDAI (2015)	0,890	2,606	3 планетарных ряда с заторможенным солнцем у одного из рядов; 4 муфты
$W = 4$					
2	8	ZF (2014)	0,890	2,486	4 планетарных ряда, один со сдвоенными спутниками; на заднем ходу сдвоенный спутник имеет скорость под нагрузкой 4,91
3	8	ZF (2015)	0,890	3,380	4 планетарных ряда, один со сдвоенными спутниками; скорость спутника вхолостую 5,86
6	9	ZF (2013)	0,900	4,689	4 планетарных ряда; на заднем ходу скорость спутника вхолостую 4,56; скорость скольжения фрикциона 4,90
7	9	JATCO (2014)	0,900	2,928	4 планетарных ряда; 4 муфты; скорость спутника вхолостую 4,76
9	10	AISIN AW (2015)	1,000	4,620	4 планетарных ряда; 4 муфты; на заднем ходу скорость спутника под нагрузкой 4,78
10	10	VOLVO (2014)	1,000	5,808	4 планетарных ряда, один со сдвоенными спутниками; 4 муфты; скорость спутника под нагрузкой 3,97
$W = 5$					
12	10	ZF (2015)	1,000	3,538	4 планетарных ряда; скорость спутника под нагрузкой 3,54

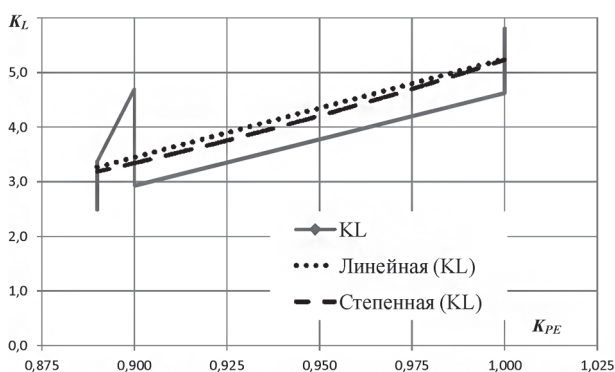


Рисунок 2 — Зависимость нагруженности от компактности ГМП грузовых и пассажирских автомобилей с четырьмя степенями свободы

У передач 5TH и 6TH указаны одинаковые передаточные числа при различных включаемых элементах управления. Рассматриваемый случай более сложен для анализа, чем предыдущий.

Определение параметров коробки проведено по следующим режимам (передачам): 7-й (7TH), 2-й (2ND), 10-й (10TH) и заднему ходу (REV). Эти режимы приняты базовыми (независимыми). В результате определения параметров по описанной в [1] методике получены следующие значения передаточных чисел планетарных рядов U_{Di} : -3,311; -3,112; 3,142; -2,518.

Остальные режимы (кроме прямой передачи) являются зависимыми. Расчет всей гаммы передаточных чисел с использованием полученных U_{Di} и комбинаций включаемых элементов по таблице 6 дает следующие значения: 4,581; **3,518**; 4,091; 7,060; 3,206; 1,824; **1,302**; 1,080; **1,000**; **0,813**; -5,721.

Кроме передаточного числа прямой передачи и передаточных чисел, которые приняты для определения U_{Di} (они выделены жирным), совпадений с передаточными числами, приведенными в патенте, нет. Таким образом, коробка имеет заявленное число режимов, но реализуемая гамма передаточных чисел делает ее непригодной для практического применения.

Таблица 5 — Режимы работы коробки передач [14]

	RATIOS	50	52	54	56	57	58	59
REVERSE	-5.25		X			X		X
NEUTRAL	0.00		X			X		
1	4.81		X			X	X	
2	3.15		X				X	X
3	1.83		X		X		X	
3'	1.61	X				X	X	
4	1.37		X		X			X
4'	1.05	X					X	X
5	1.00	X	X		X			
6	0.83	X			X			X
7	0.75	X			X			X
8	0.66	X		X				X
8'	0.61	X			X		X	

X = ENGAGED CLUTCH

RING GEAR TOOTH RATIO: $\frac{NR1}{NS1} = 2.09, \frac{NR2}{NS2} = 1.99, \frac{NR3}{NS3} = 2.15$

Таблица 6 — Режимы работы коробки передач [20]

GEAR STATE	GEAR RATIO	RATIO STEP	TORQUE TRANSMITTING ELEMENTS					
			30	32	34	24	26	28
REV	-5.719		X		X	X		
N		-1.05						
1ST	5.434		X		X		X	
2ND	3.518	1.30	X		X			X
3RD	2.763	1.19	X	X	X			
4TH	2.177	1.27		X	X			X
5TH	<u>1.717</u>	1.27		X	X			X
6TH	<u>1.717</u>	1.27		X	X	X		
7TH	1.303	1.32			X	X	X	
8TH	1.094	1.19			X	X		X
9TH	1.000	1.09				X	X	X
10TH	0.813	1.23		X		X		X

Коробка передач по патенту Volvo [31] (позиция 7 в таблице 2) представлена в таблице 7. В патентном документе указаны значения передаточных чисел планетарных рядов U_{Di} : -1,691; 3,186; -1,504; -2,121. Однако расчет по указанным параметрам и комбинациям включаемых элементов управления дал значения передаточных чисел, не совпадающие с заявленными.

Для определения параметров коробки предварительно были установлены возможные связи между передаточными числами путем рассмотрения основ планов скоростей при торможении отдельных элементов управления. При этом коробка вращалась на этих режимах в механизм с тремя степенями свободы.

Результаты определения параметров коробки передач по патенту Volvo сведены в таблицу 8. Видно, что они отличаются от приведенных в патенте.

Для полученных данных проведен расчет передаточных чисел, результаты также помещены в таблицу 8. Расчет показал, что вместо заявленных 10-ти передач переднего хода и 4-х заднего хода, коробка имеет число передач 11+3. Вместо второй передачи заднего хода реализуется повышающая 11-я передача с передаточным числом (выделено жирным), которое имеет очень большой разрыв с 10-й передачей и практически не может использоваться на практике. Кроме того, значение передаточного числа 3-й передачи (также выделено жирным в таблице) имеет существенное отклонение от заявлен-

Таблица 7 — Режимы работы коробки передач Volvo [31]

Gear #	Locking Mechanism (x=engaged condition)			Connecting Mechanism (x=engaged condition)			Ratio	Step
	first (44)	second (45)	third (48)	first (38)	second (40)	third (42)		
	1		x	x	x			
2			x		x	x	4.529	1.388
3	x	x	x				3.313	1.367
4			x	x		x	2.624	1.263
5	x				x	x	2.043	1.284
6		x		x	x		1.730	1.181
7	x			x	x		1.382	1.252
8				x	x	x	1.000	1.382
9	x			x		x	0.788	1.269
10		x		x		x	0.596	1.324
11			x		x	x	-7.001	
12		x	x		x		-4.616	1.517
13	x		x		x		-3.688	1.252
14	x	x				x	-1.836	2.009

Таблица 8 — Результаты определения параметров коробки передач по патенту Volvo

Передача													
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	3X1	3X2	3X3
Включаемые элементы управления													
46	44	46	42	44	44	46	38	46	46	44	48	46	48
48	48	48	48	46	38	40	40	38	38	40	38	44	46
42	40	40	40	48	40	42	42	40	42	42	42	42	38
Передаточные числа и их (соотношение) шаг U_i / U_{i+1}													
6,162	4,509	3,694	2,504	2,005	1,559	1,266	1,000	0,744	0,595	0,419	-5,311	-2,085	-1,579
—	1,37	1,22	1,48	1,25	1,29	1,23	1,27	1,34	1,25	1,42	—	2,55	1,32

ного в патенте, что несколько ухудшает гамму передаточных чисел в целом.

Связь нагруженности, структуры и конфигурации коробки. Из общих соображений следует, что более компактные коробки имеют более высокую нагруженность, поскольку мощностной поток воспринимается меньшим числом элементов. Однако конфигурация коробки также имеет существенное значение.

В таблице 9 представлены коробки с высоким значением показателя нагруженности. Все они имеют в своей основе конфигурацию известной коробки WT (первая позиция в таблице 9). В этой конфигурации входной момент передается тремя потоками, два из которых проходят через расположенные на входе две муфты. На выходе коробки расположен механизм из двух планетарных рядов, который воспринимает моменты от упомянутых трех потоков. Параллельное присоединение дополнительных элементов к такой конфигурации ведет к росту нагруженности (например, варианты 2 и 3 в таблице). Общее число элементов коробки при этом увеличивается, но оно сопровождается ростом числа передач.

Последовательное присоединение блока с двумя степенями свободы снижает нагруженность (вариант 5 в таблице). При этом число степеней свободы коробки увеличивается, становится $W=4$.

Этот пример подтверждает вывод о том, что последовательные схемы, в целом, менее нагружены, а также то, что у последовательных конфигураций с ростом числа степеней свободы нагруженность снижается.

Коробки передач с минимальной нагруженностью. При создании ГМП для случая ее применения на границе технических возможностей, близких к области перехода от ГМП к электрическим трансмиссиям, либо при ограниченных технологических возможностях производства, целесообразна постановка следующей задачи. Выбрать или синтезировать схему КП, которая обладала бы минимальной нагруженностью, т. е. имела бы минимальное значение по определенному комплексно-

му показателю (критерию), например, по показателю K_L . При этом следует сформулировать ограничения по основным параметрам коробки: числом степеней свободы, планетарным рядам, элементам управления, диапазону передаточных чисел, наличию высшей прямой или повышающей передачи и возможно по другим параметрам.

Ниже рассмотрен выбор коробки передач для восьми передач переднего хода с диапазоном передаточных чисел не менее 7,0 и высшей прямой передач. При проектировании высокомоментных ГМП для получения наименее нагруженной конструкции целесообразно добавить два следующих требования: - отсутствие перегрузки тормозов, т. е. момент на тормозе в относительных единицах не должен превосходить передаточного числа первой передачи; - момент на выходном валу на первой (самой нагруженной) передаче не должен нагружать подшипники сателлитов планетарного ряда (это возможно, если на выходном валу происходит суммирование моментов, идущих от двух планетарных рядов).

Последние два требования, дополнительно сформулированные в явном виде, позволяют создать предпосылки для обеспечения работоспособности наиболее нагруженных элементов: тормоза, работающего на первой передаче и заднем ходу, и подшипников сателлитов выходного планетарного ряда.

В качестве примера решения, удовлетворяющего основным и дополнительно сформулированным требованиям, на рисунке 3 представлена коробка передач ПКП-8 [35] в трех вариантах компоновки (а, б, в).

В таблице 10 показаны включаемые элементы управления (ЭУ) ПКП-8, передаточные числа U_i и их соотношения U_i / U_{i+1} на передачах переднего и заднего (ЗХ) хода для передаточных чисел планетарных рядов $U_{D1,3,4,5} = -3,07$; $U_{D2} = -2,07$.

В таблице 11 даны показатели нагруженности элементов ПКП-8 на передачах.

Комплексный показатель нагруженности ПКП-8 (для варианта компоновки в) составил $K_L = 1,09$.

Таблица 9 — Коробки передач на базе схемы WT

№	Коробка передач	Характеристика
1		$W = 3$ $N_p = 6$ $K_{PE} = 0,75$ $K_L = 7,99$ Позиция 3 таблицы 1 в [2]
2		$W = 3$ $N_p = 7$ $K_{PE} = 0,70$ $K_L = 9,20$ Позиция 6 таблицы 1 в [2]
3		$W = 3$ $N_p = 8$ $K_{PE} = 0,80$ $K_L = 8,35$ [34]
4		$W = 3$ $N_p = 9$ $K_{PE} = 0,90$ $K_L = 6,12$ Позиция 14 таблицы 1 в [2]
5		$W = 4$ $N_p = 8$ $K_{PE} = 0,73$ $K_L = 6,09$ Таблица 1, позиция 4

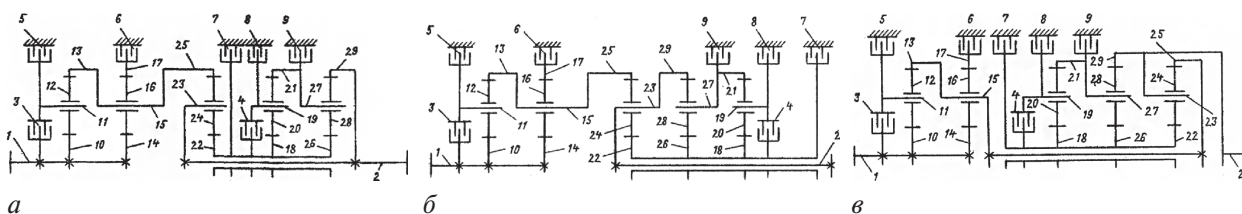


Рисунок 3 — Коробка передач ПКП-8 [35] в трех вариантах компоновки

В таблице 12 сведены основные показатели наименее нагруженных коробок передач с тремя степенями свободы и двумя муфтами (остальные элементы управления — тормоза).

Заключение. Выявлены и проанализированы типовые решения по высокомоментным коробкам

передач, а также коробкам передач грузовых и пассажирских автомобилей ведущих мировых производителей. Наибольший интерес представляют коробки передач, имеющие восемь и более передач, как ближайшая замена отработанных конструкций высокомоментных шестиступенчатых коробок.

Таблица 10 — Включаемые элементы управления (ЭУ) ПКП-8, передаточные числа U_i и их соотношения U_i/U_{i+1} на передачах переднего и заднего (ЗХ) хода для передаточных чисел планетарных рядов $U_{D1,3,4,5} = -3,07$; $U_{D2} = -2,07$

Передача	1	2	3	4	5	6	7	8	ЗХ1	ЗХ2	ЗХ3	ЗХ4
ЭУ	6; 9	6; 8	6; 7	6; 4	3; 9	3; 8	3; 7	3; 4	9; 5	8; 5	7; 5	4; 5
U_i	7,14	5,39	4,07	3,07	2,33	1,76	1,33	1,00	-7,14	-5,39	-4,07	-3,07
U_i/U_{i+1}	—	1,32	1,32	1,33	1,32	1,32	1,32	1,33	—	1,32	1,32	1,33

Таблица 11 — Показатели нагруженности элементов ПКП-8 на передачах

Передача	1	2	3	4	5	6	7	8	ЗХ1	ЗХ2	ЗХ3	ЗХ4
Ряд	Угловые скорости вращения сателлитов относительно водила											
1	-0,49	-0,49	-0,49	-0,49	0,00	0,00	0,00	0,00	-0,97	-0,97	-0,97	-0,97
2	-1,26	-1,26	-1,26	-1,26	0,00	0,00	0,00	0,00	-2,48	-2,48	-2,48	-2,48
3	0,31	0,24	0,14	0,00	0,96	0,73	0,42	0,00	-0,31	-0,24	-0,14	0,00
4	0,42	0,31	0,18	0,00	1,28	0,96	0,55	0,00	-0,42	-0,31	-0,18	0,00
5	0,55	0,42	0,24	0,00	1,69	1,28	0,73	0,00	-0,55	-0,42	-0,24	0,00
ЭУ	Угловые скорости скольжения звеньев муфт и тормозов (по варианту в)											
3	0,51	0,51	0,51	0,51	0,00	0,00	0,00	0,00	1,00	1,00	1,00	1,00
4	-0,32	-0,25	-0,14	0,00	-1,00	-0,75	-0,43	0,00	0,32	0,25	0,14	0,00
6	0,00	0,00	0,00	0,00	1,00	1,00	1,00	1,00	-0,97	-0,97	-0,97	-0,97
7	-0,43	-0,25	0,00	0,33	-1,32	-0,75	0,00	1,00	0,43	0,25	0,00	-0,33
8	-0,11	0,00	0,14	0,33	-0,32	0,00	0,43	1,00	0,11	0,00	-0,14	-0,33
9	0,00	0,08	0,19	0,33	0,00	0,25	0,57	1,00	0,00	-0,08	-0,19	-0,33
5	0,49	0,49	0,49	0,49	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,00
ЭУ	Крутящие моменты муфт и тормозов (по варианту в)											
3	0,00	0,00	0,00	0,00	1,33	1,33	1,33	1,33	0,00	0,00	0,00	0,00
4	0,00	0,00	0,00	-1,76	0,00	0,00	0,00	-0,57	0,00	0,00	0,00	1,76
6	-2,07	-2,07	-2,07	-2,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
7	0,00	0,00	-1,00	0,00	0,00	0,00	-0,33	0,00	0,00	0,00	1,00	0,00
8	0,00	-2,32	0,00	0,00	0,00	-0,76	0,00	0,00	0,00	2,32	0,00	0,00
9	-4,07	0,00	0,00	0,00	-1,33	0,00	0,00	0,00	4,07	0,00	0,00	0,00
5	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	4,07	4,07	4,07	4,07

Примечание: Жирным выделены значения показателей, которые имеют худшие значения и используются при расчете комплексного показателя нагруженности.

С использованием введенных показателей компактности и нагруженности проанализированы основные свойства ГМП. Показано, что в общем случае более компактные конструкции имеют большую нагруженность.

В значительной степени нагруженность определяется конфигурацией коробки передач. По данному показателю одной из худших является известная коробка передач WT и сходные с ней коробки.

Таблица 12 — Показатели наименее нагруженных коробок передач

Позиция таблицы 1 в [2]	Коробка передач	K_L	N_{GS}	N_{CB}	N_P	K_{PE}	Тип схемы
—	ПКП-8	1,09	5	7	8	0,50	Последовательная (высшая прямая)
2.4	Caterpillar	1,60	4	6	6	0,60	Последовательная (высшая прямая, ряд с заторможенным солнцем)
2.1	Allison MT	1,68	4	6	6	0,60	Последовательная (высшая прямая)
2.3	Allison CLBT9680	1,71	4	6	6	0,60	Последовательная (высшая повышающая)
2.2	БелАЗ	2,12	4	6	6	0,60	Последовательная (высшая прямая)
8	Komatsu	2,34	5	7	8	0,67	Последовательная (высшая прямая, ряд соседними сателлитами)
4	Caterpillar (1977)	2,66	5	7	7	0,58	Последовательная (высшая прямая, ряд соседними сателлитами)
5	Caterpillar (2010)	3,20	4	6	7	0,70	Последовательная (высшая повышающая)
12	Komatsu (2009)	4,40	5	7	9	0,75	Последовательная (две повышающих, два ряда соседними сателлитами)
1	Allison 8600	4,42	5	7	6	0,50	Параллельная (высшая повышающая)
7	GM (2004)	4,59	3	6	7	0,78	Параллельная (три повышающих)

Меньшей нагруженностью обладают коробки с последовательной конфигурацией. Сформулирована задача нахождения коробки передач, обладающей минимальной нагруженностью. Приведен ряд лучших коробок передач с тремя степенями свободы по данному показателю.

Патентно-информационные исследования должны основываться на анализе изучаемых объектов с применением их аналитических (расчетных) моделей. Без подобных моделей всесторонний анализ функциональных и надежностных свойств объектов невозможен.

Разработаны и продемонстрированы методики поиска, анализа, отбора коробок передач, включающие работу с патентными документами. Использование разработанных методик позволяет на ранней стадии проектирования провести обоснованный выбор коробок передач, исходя не только из заявленных параметров, но и с учетом определяемых расчетом показателей, отображающих скрытые свойства анализируемых объектов.

Список литературы

1. Альгин, В.Б. Высокомощные гидромеханические передачи: патентно-информационное и расчетное исследование. Ч. 1: Методика / В.Б. Альгин, Е.Н. Боковец, Е.В. Кузнецов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 2(31). — С. 5–15.
2. Альгин, В.Б. Высокомощные гидромеханические передачи: патентно-информационное и расчетное исследование. Ч. 2: Коробки передач с тремя степенями свободы / В.Б. Альгин, Е.Н. Боковец, Е.В. Кузнецов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 3(32). — С. 22–35.

3. Харитонов, С.А. Метод синтеза кинематических схем планетарных коробок передач с четырьмя степенями свободы. / С.А. Харитонов, М.В. Нагайцев // Инженерный журнал: наука и инновации. — 2013. — Вып. 10. — URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/978.html>.
4. Raghavan, M. Synthesis of Transmissions with Four Planetary Gearsets // Proc. of The 14th IFToMM World Congress, Taipei, Taiwan, October 25–30, 2015. DOI Num-ber: 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS12.005. — Mode of access: <http://elite.newhopetek.com.tw/IFToMM2015CD/PDF/OS17-009.pdf>. — Date of access: 13.11.2015.
5. Альгин, В.Б. Алгоритм получения структур планетарных коробок передач / В.Б. Альгин // Разработка и применение методов и средств вычислительной техники для автоматизированной обработки информации. — Минск, 1974. — С. 63–64.
6. Algin, V. Analysis and classification of structural and kinematic diagrams for power trains and their units // Proceedings of the Scientific Seminar «Terminology of the Mechanism and Machine Science», Organized and ed. by Victor Starzhinsky and Vladimir Algin, 21–26 June, 2010, Minsk; Gomel, 2010. — Pp. 19–26.
7. Альгин, В.Б. Анализ, синтез и классификация структурных и кинематических схем трансмиссий с тремя степенями свободы / В.Б. Альгин // Механика машин, механизмов и материалов. — 2011. — № 4(17). — С. 29–36.
8. Альгин, В.Б. Расчет мобильной техники: кинематика, динамика, ресурс / В.Б. Альгин. — Минск: Беларус. навука, 2014. — 271 с.
9. Алгоритмизация и программная реализация анализа и синтеза сложных трансмиссионных механических систем / А.А.Дюжев [и др.] // Материалы междунар. науч.-практич. конф. «Инженерно-педагогическое образование: проблемы и пути развития»: в 2 ч. — Ч. 2 / под общ. ред. С.Н. Анкуды. — Минск, МГВРК, 2013. — С. 41–43.
10. Six speed planetary transmission mechanisms with three interconnected gearsets: pat. US 6645116: IPC F16H3/62/ Usoro Patrick Benedict; Bucknor Norman Kenneth; Lee Chunhao; Raghavan Madhusudan; publ. date: 11.11.2003.
11. Planetary transmissions with clutched input and a stationary member: pat. US 6846263: IPC F16H3/66/ Lee Chunhao, Bucknor Norman Kenneth; publ. date: 25.01.2005.

12. Seven-speed transmission: pat. US 7008346: IPC F16H3/62/ Stevenson Paul; publ. date: 07.03.2006.
13. Multi-speed transmission: pat. US 8715128: IPC F16H 3/44, F16H 3/62/ Kempf Gregory, Burchett Douglas Scott; publ. date: 06.06.2013.
14. Planetary transmissions having input clutches and three interconnected gear sets: pat. DE 102005033966: IPC F16H3/66/ Usoro Patrick, Raghavan Madhusudan; publ. date: 23.02.2006.
15. Planetary transmissions having a stationary gear member and clutched input members: pat. DE 102005036279: IPC F16H3/66/ Bucknor Norman, Usoro Patrick; publ. date: 20.07.2006.
16. Wide ratio transmissions with two fixed interconnecting members: pat. US 7056257: IPC F16H3/62; F16H3/66/ Usoro Patrick, Raghavan Madhusudan; publ. date: 06.06.2006.
17. Multi-speed transmission: pat. US 8480533: IPC F16H3/44/ Meyer Kevin Gerard; Rice James Stephen; Hodges Peter Hall; Carpenter Larry Wayne; Knox Kevin Jay; publ. date: 09.07.2013.
18. Multi-speed transmissions: pat. US 8002662: IPC F16H3/62/ Phillips Andrew; Hart James; Carey Clinton E; Wittkopp Scott; publ. date: 23.08.2011.
19. Multi-speed transmissions: pat. US 8052566: IPC F16H3/62/ Wittkopp Scott; Phillips Andrew; Carey Clinton; Hart James; publ. date: 08.11.2011.
20. Multi-speed transmission: pat. US 8777797: IPC F16H3/62/ Mellet Edward; Phillips Andrew; Hart James; publ. date: 15.07.2014.
21. Multi-speed transmission: pat. US 2013150201: IPC F16H3/44; F16H3/62/ Knox Kevin; Rice James; Carpenter Larry; Oleson Brian; Meyer Kevin; Hodges Peter; publ. date: 13.06.2013.
22. Gear train of automatic transmission for vehicle: pat. KR 101438637: IPC F16H3/62/ Shim Hyu Tae, Seo Kangsoo; publ. date: 23.04.2015.
23. Planetary gear integrated multi-speed transmission for automatic gear box of commercial motor vehicle such as city bus, has driven shaft, and clutches that are assembled into blocks by closing of third planetary gear train: pat. DE 102012212763: IPC F16H3/66/ Beck Stefan; publ. date: 23.01.2014.
24. Multi-ratio transmission: pat. WO 2013117394: IPC F16H3/62/ Beck Stefan; Wehlen Timo; publ. date: 15.08.2013.
25. Multi-ratio transmission: pat. DE 102012201678: IPC B60K6/365; B60K6/48; F16H3/66/ Beck Stefan; Wehlen Timo; publ. date: 08.08.2013.
26. Multi-stage planetary vehicle transmission: pat. DE 102012203069: IPC F16H3/66/ Beck Stefan, Sibla Christian; publ. date: 29.08.2013.
27. Multi-ratio transmission: pat. DE 102012202812: IPC F16H3/66/ Beck Stefan, Sibla Christian; publ. date: 29.08.2013.
28. Automatic transmission for vehicle: pat. WO 2013088900: IPC F16H3/62/ Takeuchi Toru Sugaya Shoji; publ. date: 20.06.2013.
29. Multi-stage planetary vehicle transmission: pat. DE 102013216607: IPC F16H3/66/ Beck Stefan Sibla Christian; publ. date: 22.08.2013.
30. Transmission device: pat. WO 2015034057: IPC F16D25/0638, F16D25/10, F16D25/12/ Sugiura Nobutada Morimoto Takashi; publ. date: 12.03.2015.
31. Transmission assembly: pat. WO 2014185831: IPC F16H3/66/ Dersjo Jan; Mattsson Per; Lehikoinen Mathias; Aakerblom Mats; Leesch Mirko; Muller Jorg; Resch Rico; publ. date: 20.11.2014.
32. Planetary gear train of automatic transmission for vehicle: pat. KR 101459477: IPC F16H3/44, F16H3/66/ Shim Hyu Tae, Kim Jin Seok; publ. date: 07.11.2014.
33. Transmission for a motor vehicle: pat. DE 102013214618: IPC F16H3/66/ Beck Stefan, Sibla Christian; publ. date: 26.07.2013.
34. Планетарная коробка передач: а.с. 1705648 СССР: МПК F16H3/44 / В.В. Грицкевич; дата публ.: 15.01.1992.
35. Планетарная коробка передач: а.с. 1105711 СССР: МПК F16H3/44 / В.Б. Альгин, В.В. Грицкевич, О.Л. Косткин, В.П. Меленцевич, С.Н. Поддубко, О.П. Царев, И.С. Цитович, И.Г. Шейнкер, А.Ф. Митяев, Д.Ф. Ковалев; дата публ.: 30.07.1984.

ALGIN Vladimir B., Dr. Techn. Sc., Professor
Deputy Director in Science¹
E-mail: vladimir.algin@gmail.com

BOKOVETS Elena N.
Chief of the Department of Protection of Intellectual Property¹
E-mail: patent@tut.by

KUZNETSOV Evgeni V.
PhD Student¹
E-mail: evk92@mail.ru

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences, Minsk, Republic of Belarus

Received 23 November 2015.

HIGH-POWER HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS: PATENT-INFORMATIONAL AND COMPUTATIONAL INVESTIGATION. PART 3. GEARBOXES WITH FOUR DEGREES OF FREEDOM AND GENERAL ANALYSIS

This article finishes publication of results of high-power hydromechanical transmissions investigation. The first and the second parts were published in previous editions of journal. In this part gearboxes with four and more degrees of freedom are analyzed with the use of methods of calculation from the first part and indicators of compactness and loading from the second part of the work. Allison, Caterpillar, Komatsu and General Motors high-power transmissions are observed. The latest patented gearboxes of Zahnradfabrik, Hyundai, Jatco, Aisin AW and Volvo for trucks and passenger vehicles are presented. Relations between compactness, number of degrees of freedom, configuration and loading of gearboxes are shown. A task of obtaining a gearbox with minimal loading is formulated and an example of such gearbox is given. General conclusions on results of analyzing of gearboxes with three and four degrees of freedom and methods of investigation are presented.

Keywords: hydromechanical transmission, gearbox, parameters, indicators, speed and power calculation, loading, compactness, transmission scheme comprehensive evaluation

References

1. Algin V.B., Bokovets E.N., Kuznetsov E.V. Vysokomoshnyye gidromekhanicheskie peredachi. Chast' 1. Metodika [High-power hydromechanical transmissions: patent-informational and computational investigation. Part 1. Methodology]. *Mehanika mashin, mehanizmov i materialov* [Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials], 2015, no. 2(31), pp. 5–15.
2. Algin V.B., Bokovets E.N., Kuznetsov E.V. Vysokomoshnyye gidromekhanicheskie peredachi. Chast' 2. Korobky peredach s tremya stepenyami svobody. [High-power hydromechanical transmissions: patent-informational and computational investigation. Part 2. Gearboxes with three degrees of freedom]. *Mehanika mashin, mehanizmov i materialov* [Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials], 2015, no. 4(33), pp. 22–35.
3. Kharitonov S.A., Nagaytsev M.V. Metod sinteza kinematicheskikh skhem planetarnykh korobok peredach s chetirmya stepenyami svobody [Method of synthesis of kinematic schemes of planetary gearboxes with four degrees of freedom]. *Inzhenernyi zhurnal: Nauka i innovatsii* [Engineering journal: Science and innovations], 2013, no. 10.
4. Raghavan M. Synthesis of Transmissions with Four Planetary Gearsets. Proc. of The 14th IFToMM World Congress, Taipei, Taiwan, October 25–30, 2015. DOI Number:10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS12.005. Available at: <http://elite.newhopetek.com.tw/IFToMM2015CD/PDF/OS17-009.pdf> (accessed 13 November 2015).
5. Algin V.B. Algoritm polucheniya struktur planetarnykh korobok peredach [Algorithm of obtaining structures of planetary gearboxes]. *Razrabotka i primeneniye metodov i sredstv vychislitel'noy tekhniki dlya avtomatizirovannoy obrabotki informatsii* [Developing and using of methods and computer equipment for automated processing of information], 1974, pp.63–64.
6. Algin V.B. Analysis and classification of structural and kinematic diagrams for power trains and their units. *Proceedings of the Scientific Seminar "Terminology of the Mechanism and Machine Science"*, Organized and edited by Victor Starzhinsky and Vladimir Algin, 21–26 June, 2010, Minsk. Gomel, 2010, pp. 19–26.
7. Algin V.B. Analiz, sintez i klassifikatsiya strukturnykh i kinematicheskikh skhem transmissiy s tremya stepenyami svobody [Analysis, synthesis and classification of structure and kinematic schemes of transmissions with three degrees of freedom]. *Mehanika mashin, mehanizmov i materialov* [Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials], 2011, no. 4(17), pp. 29–36.
8. Algin V.B. *Raschet mobil'noy tekhniki: kinematika, dinamika, resurs* [Calculation of mobile technics: kinematics, dynamics, life]. Minsk, Belarus. Navuka, 2014. 271 p.
9. Djuzhev A.A., Algin V.B., Skudnyakov Y.A., Apanasevich S.A. Algoritmizatsiya i programmnaya realizatsiya analiza i sinteza slozhnykh transmissiynykh mekhanicheskikh sistem [Algorithmization and program realization of analysis and synthesis of complicated transmission mechanical systems]. *Materialy mezhdunar. nauch.-praktich. konf. "Inzhenerno-pedagogicheskoe obrazovanie: problemy i puti razvitiya"* [Proceedings of International scientific conference "Engineering-pedagogical education: problems and ways of developing"]. Minsk, 2013, pp. 41–43.
10. Usoro Patrick Benedict, Bucknor Norman Kenneth, Lee Chunhao, Raghavan Madhusudan. Six speed planetary transmission mechanisms with three interconnected gearsets. Patent US, no. 6645116, IPC F16H3/62, 2003.
11. Lee Chunhao, Bucknor Norman Kenneth. Planetary transmissions with clutched input and a stationary member. Patent US, no. 6846263, IPC F16H3/66, 2005.
12. Stevenson Paul. Seven-speed transmission. Patent US, no. 7008346, IPC F16H3/62, 2006.
13. Kempf Gregory, Burchett Douglas Scott. Multi-speed transmission. Patent US, no. 8715128, IPC F16H 3/44, F16H 3/62, 2013.
14. Usoro Patrick, Raghavan Madhusudan. Planetary transmissions having input clutches and three interconnected gear sets. Patent DE, no. 102005033966, IPC F16H3/66, 2006.
15. Bucknor Norman, Usoro Patrick. Planetary transmissions having a stationary gear member and clutched input members. Patent DE, no. 102005036279, IPC F16H3/66, 2006.
16. Usoro Patrick, Raghavan Madhusudan. Wide ratio transmissions with two fixed interconnecting members, Patent US, no. 7056257, IPC F16H3/62; F16H3/66, 2006.
17. Meyer Kevin Gerard, Rice James Stephen, Hodges Peter Hall, Carpenter Larry Wayne, Knox Kevin Jay. Multi-speed transmission. Patent US, no. 8480533, IPC F16H3/44, 2013.
18. Phillips Andrew, Hart James, Carey Clinton E, Wittkopp Scott. Multi-speed transmissions. Patent US, no. 8002662, IPC F16H3/62, 2011.
19. Wittkopp Scott, Phillips Andrew, Carey Clinton, Hart James. Multi-speed transmissions. Patent US, no. 8052566, IPC F16H3/62, 2011.
20. Mellet Edward, Phillips Andrew, Hart James. Multi-speed transmission. Patent US, no. 8777797, IPC F16H3/62, 2014.
21. Knox Kevin, Rice James, Carpenter Larry, Oleson Brian, Meyer Kevin, Hodges Peter. Multi-speed transmission. Patent US, no. 2013150201, IPC F16H3/44; F16H3/62, 2013.
22. Shim Hyu Tae, Seo Kangsoo. Gear train of automatic transmission for vehicle. Patent KR, no. 101438637, IPC F16H3/62, 2015.
23. Beck Stefan. Planetary gear integrated multi-speed transmission for automatic gear box of commercial motor vehicle such as city bus, has driven shaft, and clutches that are assembled into blocks by closing of third planetary gear train. Patent DE, no. 102012212763, IPC F16H3/66, 2014.
24. Beck Stefan, Wehlen Timo. Multi-ratio transmission. Patent WO, no. 2013117394, IPC F16H3/62, 2013.
25. Beck Stefan; Wehlen Timo. Multi-ratio transmission. Patent DE, no. 102012201678, IPC B60K6/365; B60K6/48; F16H3/66, 2013.
26. Beck Stefan, Sibla Christi. Multi-stage planetary vehicle transmission. Patent DE, no. 102012203069, IPC F16H3/66, 2013.
27. Beck Stefan, Sibla Christian. Multi-ratio transmission. Patent DE, no. 102012202812, IPC F16H3/66, 2013.
28. Takeuchi Toru Sugaya Shoji. Automatic transmission for vehicle. Patent WO, no. 2013088900, IPC F16H3/62, 2013.
29. Beck Stefan, Sibla Christian. Multi-stage planetary vehicle transmission. Patent DE, no. 102013216607, IPC F16H3/66, 2013.
30. Sugiura Nobutada; Morimoto Takashi. Transmission device. Patent WO, no. 2015034057, IPC F16D25/0638, F16D25/10, F16D25/12, 2015.
31. Dersjo Jan, Mattsson Per, Lehtikoinen Mathias, Aakerblom Mats, Leesch Mirko, Muller Jorg; Resch Rico. Transmission assembly. Patent WO, no. 2014185831, IPC F16H3/66, 2014.
32. Shim Hyu Tae, Kim JinSeok. Planetary gear train of automatic transmission for vehicle. Patent KR, no. 101459477, IPC F16H3/44, F16H3/66, 2014.
33. Beck Stefan, Sibla Christian. Transmission for a motor vehicle. Patent DE, no. 102013214618, IPC F16H3/66, 2013.
34. Gritskevich V.V. *Planetarnaya korobka peredach* [Planetary gearbox]. Certificate of authorship, 1705648 USSR, IPC F16H3/44, 1992.
35. Algin V.B., Gritskevich V.V., Kostkin O.L., Melentsevich V.P., Poddubko S.N., Tsarev O.P., Tsitovich I.S., Sheinker I.G., Mityaev A.F., Kovalev D.F. *Planetarnaya korobka peredach* [Planetary gearbox]. Certificate of authorship, 1105711 USSR, IPC F16H3/44, 1984.