

УДК 629.114-585.2

**В.Б. АЛЬГИН**, д-р техн. наук, профессор  
заместитель директора по научной работе<sup>1</sup>  
E-mail: vladimir.algin@gmail.com

**Е.Н. БОКОВЕЦ**  
начальник отдела охраны интеллектуальной собственности<sup>1</sup>  
E-mail: patent@tut.by

<sup>1</sup>Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

**Е.В. КУЗНЕЦОВ**, магистр техн. наук  
инженер-конструктор  
E-mail: evk92@mail.ru  
Минский завод колесных тягачей, г. Минск, Республика Беларусь

Статья поступила 05.08.2015.

## **ВЫСОКОМОЩНЫЕ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ: ПАТЕНТНО-ИНФОРМАЦИОННОЕ И РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ. ЧАСТЬ 2. КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ С ТРЕМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ**

*Статья является продолжением опубликованной в предыдущем номере первой части работы, содержащей методику патентно-информационного и расчетного исследования высокомоментных коробок передач. В данной части рассматриваются планетарные коробки передач с тремя степенями свободы мировых производителей и патентообладателей: Allison, Caterpillar, Komatsu, General Motors и некоторых других. Представлены типовые решения, с использованием которых проиллюстрированы направления развития коробок передач. По данным патентов определены параметры зубчатых механизмов коробок передач, необходимые для их расчетного анализа. Выполнены скоростные и силовые расчеты коробок передач. Для оценки их компактности и нагруженности введены новые количественные показатели. Предложенный комплексный показатель нагруженности основан на интегральном учете основных данных о нагруженности, получаемых при расчетном анализе. Показана связь между компактностью и нагруженностью. Результаты исследований коробок передач с четырьмя и более степенями свободы и общие выводы планируется представить в следующей части работы.*

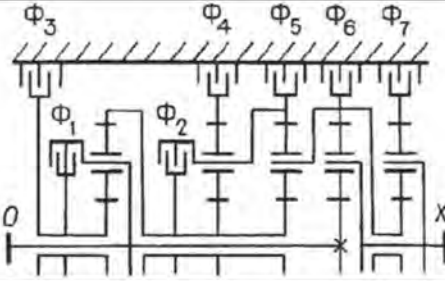
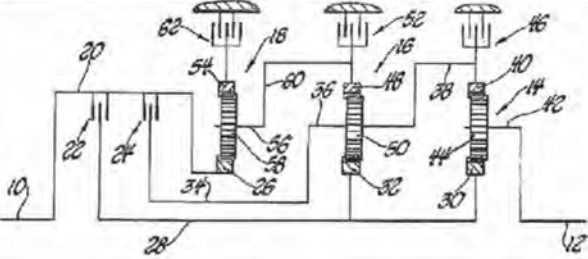
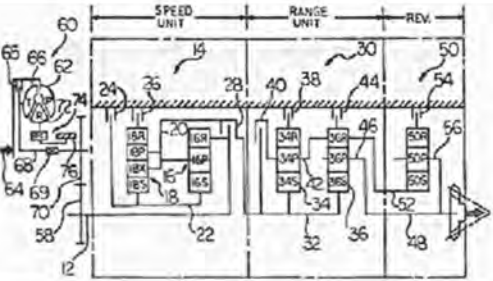
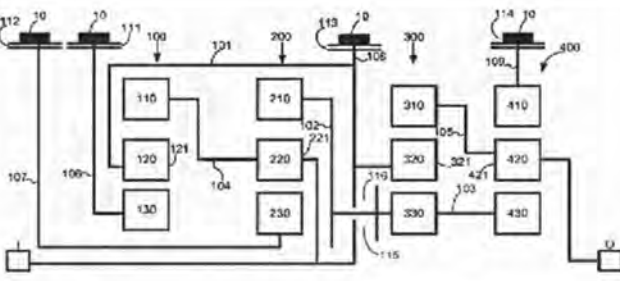
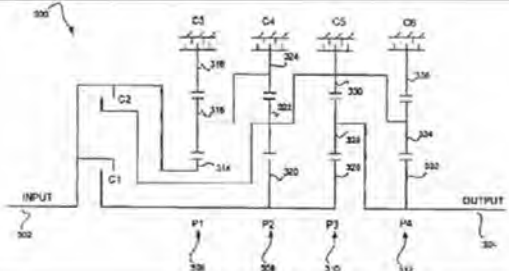
*Ключевые слова:* гидромеханическая трансмиссия, коробка передач с тремя степенями свободы, определение параметров, скоростной и силовой расчет, нагруженность, компактность, комплексная оценка передачи

**Введение.** Статья является продолжением работы, первая часть которой содержит методику патентно-информационного и расчетного исследования высокомоментных гидромеханических трансмиссий [1]. Данная часть посвящена типизации, анализу и обобщению материалов из литературных источников и патентных документов, в которых представлены коробки передач с тремя степенями свободы ведущих мировых производителей (Allison, Caterpillar, Komatsu, General Motors). Рассматриваются направления развития коробок передач. Помимо результатов качественного характера для описания таких трудно формализуемых свойств как компактность и нагруженность коробки вводятся количественные показатели, и устанавливается связь между ними. Выполнены трудоемкие расчеты параметров планетарных рядов коробок, которые обычно не представлены в патентных документах, с последующим определением основных показателей коробок передач. Результаты исследований коробок передач с четырьмя и более степенями свободы планируется рассмотреть в последующей части работы.

**Коробки передач (КП) для анализа, их параметры.** Информационный блок типовых решений мировых производителей представлен в таблице 1. При этом для коробок, найденных в результате патентного поиска, указаны первичные патентные документы [2–13], а ниже — документы-аналоги (которые могут быть найдены с использованием, например, [http://ru.espacenet.com/search97cgi/s97\\_cgi.exe?Action=FormGen&Template=ru/ru/number.hts](http://ru.espacenet.com/search97cgi/s97_cgi.exe?Action=FormGen&Template=ru/ru/number.hts)). При изображении КП сохранен вид, в котором они приводятся в патентах. Коробка передач Caterpillar (позиция 5 таблицы 1) заявлена как семиступенчатая [4]; дополнительная передача ( $U = 1,528$ ) выявлена в ходе расчетного исследования.

*Параметры коробок передач.* К основным параметрам (измеримым количественно величинам) коробок передач отнесены числа передач, планетарных рядов, муфт и тормозов, а также, в случае конкретной конструктивной реализации, — передаточные числа планетарных рядов и передаточные числа коробки на передачах.

Таблица 1 — Типовые коробки передач с тремя степенями свободы и их параметры

№	Коробка передач	$U_i$	$\frac{N_{GS}}{N_{CB}} \frac{K_{PE}}$	$U_{Di}$	Компания, патентный документ на КП
$N_p = 6$					
1		4,24 2,34 1,71 1,32 1,0 0,726 -5,74	5 7 0,50	-2,020 -2,560 -2,930 -3,240 -2,080	ALLISON TRANSMISSION INC (КП Allison 8600)
2	Четыре варианта: Allison MT; Allison CLBT9680; Caterpillar; БелАЗ (см. рисунок 1)		4 6 0,60		ALLISON TRANSMISSION INC (Allison MT; Allison CLBT9680); CATERPILLAR INC; БелАЗ
3		3,510 1,911 1,433 1,000 0,735 0,637 -4,791	3 5 0,75	Для КП Allison WT -1,780 -3,150 -2,410	GEN MOTORS CORP SE 7706453 DE 2721719 JPS 52149562 FR 2353763 CA 1040888 US 4070927
$N_p = 7$					
4		6,08 4,40 3,31 2,40 1,83 1,35 1,00 -5,04	5 7 0,58	2,391 -2,857 -1,856 -2,310 -2,615	CATERPILLAR TRACTOR CO US 4205563 BR 7607851 CA 1053931 GB 1497622
5		4,539 3,316 2,436 1,818 1,528 1,369 1,000 0,731 -3,539 -2,585	4 6 0,70	-2,711 -2,711 -3,539 -3,539	CATERPILLAR INC US 8083630 WO 2010075211 CA 2747962 CN 102301157 DE 112009003765
6		3,510 2,559 1,911 1,433 1,000 0,735 0,637 -4,791 -1,942	4 6 0,70	-1,730 -1,996 -2,510 -1,642	ALLISON TRANSMISSION INC CA 2861308 WO 2013130376 AU 2013226335 US 8801562 CN 104114901 KR 20140130441 EP 2820325

Продолжение таблицы 1

№	Коробка передач	$U_i$	$\frac{N_{GS}}{N_{CB}} \frac{K_{PE}}$	$U_{DI}$	Компания, патентный документ на КП
7		4,677 2,425 1,577 1,000 0,717 0,612 0,541 -4,187	3 6 0,78	-1,65 -2,40 -1,58	GEN MOTORS CORP US 6723019 EP 1398531
$N_p = 8$					
8		9,699 5,656 4,288 3,180 2,501 1,854 1,348 1,000 -4,788	5 7 0,67	-2,870 -2,050 -2,050 -2,180 2,570	KOMATSU MFG CO LTD —
9		5,765 3,410 1,906 1,309 1,000 0,814 0,743 0,659 -5,843 -3,456 -1,932	4 7 0,73	-1,931 -2,025 -3,236 -2,193	GEN MOTORS CORP US 7163484 CN 1811224 DE 102006003148
10		(см. ниже)	3 6 0,67 ... 0,89	(см. ниже)	GEN MOTORS CORP US 6425841
11		6,090 2,680 1,644 1,226 1,000 0,873 0,765 0,670 -5,413 -2,876	3 7 0,80	-2,40 -3,00 -2,03	GEN MOTORS CORP US 6997844 DE102005012432



Окончание таблицы 1

№	Коробка передач	$U_i$	$\frac{N_{GS}}{N_{CB}} \frac{K_{PE}}$	$U_{Di}$	Компания, патентный документ на КП
$N_p = 9$					
12		5,091 3,780 2,831 2,163 1,606 1,203 1,000 0,742 0,556 -4,650 -3,453 -2,586	5 7 0,75	2,302 -2,883 -2,022 2,935 -4,091	KOMATSU MFG CO LTD JP 2010156351 WO 2009041209 CN 101868650 US 8083631 SE 534569
13		5,728 3,576 2,719 1,948 1,429 1,000 0,735 0,631 0,569 -4,460	4 6 0,90	2,597 -2,719 -2,082 -2,576	CATERPILLAR INC US 6176803 WO 0123777 DE 10083202 JP 2003510539 SE 519919
14		5,58 3,51 2,61 1,82 1,40 1,00 0,77 0,67 0,60 -5,61	4 6 0,90	-1,707 -2,242 -1,729 -2,510	GEN MOTORS CORP US 7364527 CN 1936363 DE 102006044882
$N_p = 10$					
15		4,585 2,864 2,500 2,277 1,805 1,386 1,000 0,904 0,746 0,621 -2,930	4 6 1,00	3,308 -2,937 3,206 -2,591	GM GLOBAL TECH OPERATIONS US 8734286 CN 103307231 DE 102013203607 KR 101464149

Направления совершенствования коробок передач. Наиболее распространенными и отработанными конструкциями являются шестиступенчатые коробки. Самая известная — шестиступенчатая коробка Allison WT (позиция 3 таблицы 1) по патенту General Motors [2], который цитируется в более чем 400-х патентных документах.

Коробка Allison WT стала своеобразным эталоном и прототипом для последующих многочисленных патентных решений. Основное направление совершенствования связано с увеличением числа передач. Получение семи передач переднего хода без увеличения числа основных компонентов и существенного ухудшения показателей коробки нереаль-

но. Кроме того, из-за добавления одной передачи усложнение коробки не всегда целесообразно. Поэтому в качестве основных перспективных вариантов для высокомоментных трансмиссий следует рассматривать коробки, имеющие 8–10 передач переднего хода.

Одновременно с увеличением числа передач исследуются и патентуются решения, направленные на *снижение нагруженности элементов коробки* и решения, связанные с *повышением компактности* конструкции.

Выделенные три фактора обладают разной степенью определенности и формализации. Самый формализованный фактор — *число передач*  $N_p$ . Однако в ряде случаев заявляются решения, в которых дополнительные передаточные числа имеют значения, очень близкие к базовым, и их использовать нецелесообразно, хотя формально число возможных передач (режимов работы) коробки увеличивается. Таким образом, еще одним фактором является *распределение передаточных чисел*.

Следующий фактор — *компактность*. Повышение компактности, как правило, сводится к уменьшению числа основных компонентов коробки (планетарных рядов, муфт и тормозов) по сравнению с прототипом при сохранении числа передач. При этом возможно усложнение компоновки, что может не дать желаемого результата.

*Нагруженность элементов* — самый сложный и наименее формализованный аспект. Для оценки нагруженности следует рассматривать совокупность ряда параметров (скорости звеньев, моменты на фрикционах и т. д.), а для их определения необходим расчет, по крайней мере, на уровне схемы. Такие расчеты в патентной документации не приводятся.

При *первичном общем представлении* коробок передач в таблице 1 использованы следующие параметры: число передач  $N_p$ , число планетарных рядов  $N_{GS}$ ; число муфт и тормозов  $N_{CB}$ ; передаточные числа коробок передач  $U_i$ . Эти показатели, как правило, определяются непосредственно по исходным описаниям коробок.

*Показатель компактности*. Для оценки компактности коробки введен *коэффициент компактности*  $K_{PE}$ , который определяется как отношение числа передач коробки к суммарному числу планетарных рядов и элементов управления:

$$K_{PE} = \frac{N_p}{N_{GS} + N_{CB}}. \quad (1)$$

Чем выше его значение, тем более компактными свойствами обладает рассматриваемая коробка передач исходя из ее кинематических возможностей и использованных основных компонентов. Более строгий анализ включает рассмотрение также сложности компоновки. Этот фактор может быть учтен коэффициентом структурной сложности (см. [1], [14]).

*Определение параметров коробок передач*. Для расчетного анализа коробок необходимы внутренние передаточные числа  $U_{Di}$  планетарных рядов. Эти данные определяются по передаточным числам коробок  $U_p$ , содержащимся в рассмотренных информационных источниках, по методике, приведенной в первой части статьи [1]. В отдельных случаях, когда передаточные числа на передачах и параметры зубчатых механизмов в патентных документах не представлены, необходим более сложный анализ, включающий выбор возможных передаточных чисел.

**Показатели нагруженности коробок передач.** Под показателями будем понимать величины, показывающие скрытые свойства объекта.

*Оценка нагруженности коробки передач* проводится после определения внутренних передаточных чисел планетарных рядов и их скоростного и силового расчетов на каждой передаче. В результате получаются большие объемы расчетных данных. Для компактного представления результатов и последующего обобщения показателей нагруженности выделяются следующие показатели:

- максимальная угловая скорость сателлитов относительно водила  $\omega_{gmax}$  с нагрузкой и вхолостую;
- максимальная угловая скорость скольжения фрикционов  $\omega_{\Phi max}$  при переключении «вверх», «вниз» и вхолостую; отдельно выделен случай встречного вращения как наиболее неблагоприятный режим;
- максимальный момент на фрикционах  $M_{\Phi max}$  на передачах переднего хода; отдельно выделен задний ход (ЗХ), так как на этом режиме имеют место моменты, намного превосходящие моменты фрикционов на остальных режимах.

Поскольку в работе проводится анализ коробки передач в работе проводится анализ коробки передач при их схемном представлении, вышеуказанные показатели нагруженности определяются в относительном виде: угловая скорость входного вала и входной момент задаются единичными значениями. Для сложных планетарных рядов, имеющих спаренные сателлиты, приняты передаточные отношения «солнце—сателлит», дающие средние значения (полусумма минимальных и максимальных значений) скорости вращения сателлитов относительно водила.

*Коробки передач с последовательной структурой*. Базовые варианты — коробки передач с шестью передачами переднего хода. Рассматриваемые коробки передач состоят из двух блоков (рисунок 1). Блок А представлен в трех вариантах: 1 — с понижающей передачей (Allison MT, БелАЗ-перспективная коробка), 2 — с повышающей передачей (Allison CLBT9680); 3 — с понижающей передачей и заторможенным звеном (Caterpillar). Блок В играет роль диапазонного редуктора; блок А обеспечивает переключение двух смежных передач при одной и той же передаче блока В. Таким образом, переключение с четной на нечетную передачи выполняется включением двух новых фрикционов.

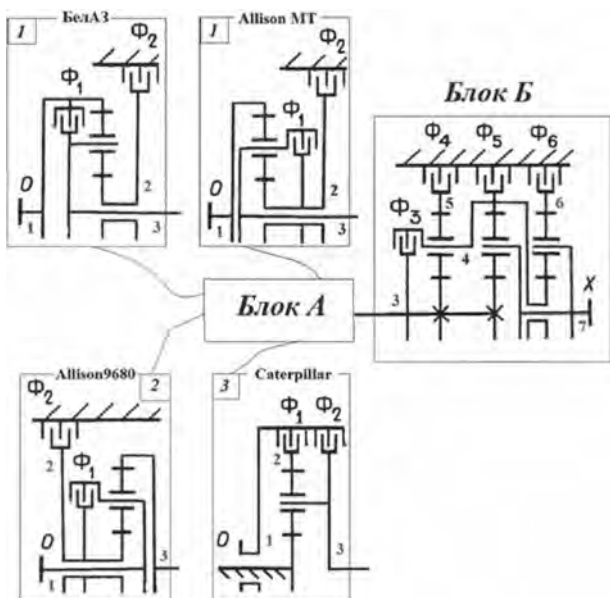


Рисунок 1 — Типовые коробки передач с последовательной структурой

Основные показатели рассматриваемых коробок представлены в таблице 2.

Коробки передач Komatsu. Коробки передач Komatsu имеют последовательную структуру. Способ образования общих передаточных чисел отличается от способа, рассмотренного выше для шес-

тиступенчатых коробок: нет однозначно выделенного блока диапазоновых передач. Например, у восьмиступенчатой коробки 8. Komatsu роль диапазоновых механизмов играют планетарный ряд (второй) из первого блока на передачах I и II и планетарные ряды второго блока на остальных передачах.

Показатели коробок передач Komatsu приведены в таблице 3.

Коробки передач Caterpillar с последовательной и параллельной структурой. В дополнение к ранее представленной в таблице 2 коробке Caterpillar в таблице 4 приведены показатели других коробок передач этой компании: коробки 4. Caterpillar 1977 (с последовательной структурой) и вариантов 13 и 5, имеющих по параллельную структуру. Видно, что последние более нагружены по большинству показателей.

Коробки передач с параллельной структурой Allison и МЗКТ. Показатели нагруженности указанных коробок представлены в таблице 5. В коробке передач 1. Allison 8600 реализована идея двухпоточной передачи мощности на большинстве передач переднего хода. Солнечное колесо четвертого планетарного ряда на всех передачах соединено непосредственно с входным валом. Этот планетарный ряд используется для получения первой передачи переднего хода, а на остальных передачах переднего хода он играет роль дифференциала, который суммирует два потока мощности, идущих от входного вала и че-

Таблица 2 — Показатели нагруженности шестиступенчатых коробок передач

Параметр	2. Allison MT	2. БелАЗ	2. Allison CLBT9680 [14,15]	2. Caterpillar
$\omega_{gmax}$ (с нагрузкой)	0,922 (D1 I; III; V; 3X)	1,444 (D2 IV)	1,282 (D1 II; IV; VI)	<b>1,560</b> (D2 IV)
$\omega_{gmax}$ (вхолостую)	1,053 (D2 II)	<b>2,200</b> (D2 II)	1,456 (D2 II)	1,788 (D2 I)
$\omega_{\Phi max}$ (вверх)	1,000 (Φ1 I–II; III–IV; V–VI)	1,000 (Φ2 II–III; IV–V)	<b>1,035</b> (Φ2 IV–V)	0,647 (Φ3 IV–V)
$\omega_{\Phi max}$ (вниз)	<b>1,000</b> (Φ1 III–II; V–IV)	<b>1,000</b> (Φ2 II–I; IV–III; VI–V)	<b>1,000</b> (Φ1 II–I; IV–III; VI–V)	0,741 (Φ4 V–IV)
$\omega_{\Phi max}$ (вхолостую)	1,000 (Φ1 I; III; V)	1,000 (Φ2 II; IV; VI)	<b>1,391</b> (Φ2 II)	1,000 (Φ3 II)
$\omega_{\Phi max}$ (встречное)	—	—	—	—
$M_{\Phi max}$	<b>3,908</b>	3,369	3,240	3,170
$\omega_{\Phi max}$ (вхолостую, 3X)	1,200 (Φ3)	1,277 (Φ3)	<b>2,137</b> (Φ2)	1,342 (Φ3)
$\omega_{\Phi max}$ (встречное вращение, 3X)	—	—	—	–0,601 (Φ1)
$M_{\Phi max}$ (3X)	<b>7,425</b>	6,927	4,846	6,340

Примечание: Здесь и далее в аналогичных в таблицах: перед названием коробки указывается ее позиция в таблице 1, а для коробок, взятых из патентов, в скобках указан год публикации; выделены худшие значения, подчеркнуты существенно выделяющиеся значения параметров; рядом с показателем в скобках указаны элемент и режимы, на которых он имеет место.



Таблица 3 — Показатели нагруженности коробок передач Komatsu

Параметр	8. Komatsu 8-ступенчатая [14, 16]	12. Komatsu (2009) 9-ступенчатая
$\omega_{gmax}$ (с нагрузкой)	1,280 (D2 I; II; 3X)	<b>4,679</b> (D1 III; VI; IX)
$\omega_{gmax}$ (вхолостую)	2,063 (D1 I; II; 3X)	<b>3,520</b> (D3 III)
$\omega_{\Phi max}$ (вверх)	1,601 ( $\Phi$ 3 II–III)	<b>1,798</b> ( $\Phi$ 6 VIII–IX)
$\omega_{\Phi max}$ (вниз)	1,000 ( $\Phi$ 3 IV–III; VI–V; VIII–VII)	<b>1,302</b> ( $\Phi$ 1 III–II; VI–V; IX–VIII)
$\omega_{\Phi max}$ (вхолостую)	1,601 ( $\Phi$ 3 I; II)	<b>1,798</b> ( $\Phi$ 6 IX)
$\omega_{\Phi max}$ (встречное)	—	<b>–0,798</b> ( $\Phi$ 3 III; VI; IX)
$M_{\Phi max}$	<b>6,649</b>	4,091
$\omega_{\Phi max}$ (вхолостую, 3X)	1,601 ( $\Phi$ 3)	<b>2,719</b> ( $\Phi$ 4)
$\omega_{\Phi max}$ (встречное, 3X)	—	<b>–2,226</b> ( $\Phi$ 5 XII)
$M_{\Phi max}$ (3X)	<b>7,838</b>	5,650

Таблица 4 — Показатели нагруженности коробок передач Caterpillar

Параметр	4. Caterpillar (1977) 7-ступенчатая	13. Caterpillar (2001) 9-ступенчатая	5. Caterpillar (2010) 7-ступенчатая
$\omega_{gmax}$ (с нагрузкой)	2,498 (D1 I)	<b>5,000</b> (D3 IX)	1,169 (D1 II; IV; VII)
$\omega_{gmax}$ (вхолостую)	2,336 (D3 III)	<b>4,019</b> (D1 II)	2,735 (D2 III)
$\omega_{\Phi max}$ (вверх)	1,000 ( $\Phi$ 1 III–IV; V–VI)	1,000 ( $\Phi$ 3 V–VI)	<b>1,340</b> ( $\Phi$ 2 III–IV)
$\omega_{\Phi max}$ (вниз)	1,000 ( $\Phi$ 1 III–II; V–IV; VII–VI)	1,280 ( $\Phi$ 1 VII–VI)	<b>1,340</b> ( $\Phi$ 2 IV–III)
$\omega_{\Phi max}$ (вхолостую)	1,539 ( $\Phi$ 4 III)	<b>2,705</b> ( $\Phi$ 1 IX)	2,369 ( $\Phi$ 1 VII)
$\omega_{\Phi max}$ (встречное)	–0,539 ( $\Phi$ 5 III)	<b>–2,705</b> ( $\Phi$ 1 IX)	–0,863 ( $\Phi$ 5 III)
$M_{\Phi max}$	4,243	<b>9,083</b>	3,539
$\omega_{\Phi max}$ (вхолостую, 3X)	2,642 ( $\Phi$ 4)	1,802 ( $\Phi$ 1)	<b>–2,711</b> ( $\Phi$ 1 R1; R2)
$\omega_{\Phi max}$ (встречное вращение, 3X)	–1,642 ( $\Phi$ 5)	—	<b>–2,711</b> ( $\Phi$ 1 R1; R2)
$M_{\Phi max}$ (3X)	6,041	<b>7,058</b>	4,539

резервный-третий планетарные ряды. В результате эти ряды существенно разгружаются. Однако при такой ее организации ухудшаются скоростные показатели нагруженности фрикционов, а также компактность коробки по сравнению с коробками, имеющими последовательную структуру (см. таблицу 2).

Остальные шестиступенчатые коробки передач, представленные в таблице, повторяют решение патента 3. GM 1977 [2]. Семиступенчатый вариант 6. Allison (2013) отличается добавлением на выходе планетарного ряда с тормозом. Поэтому они имеют примерно одинаковые показатели нагруженности, более высокие, чем у коробок с последовательной структурой.

*Коробки передач с параллельной структурой General Motors.* Показатели нагруженности коробок

передач General Motors сведены в таблицу 6. Показатели коробки передач 10. GM 2002 приведены ориентировочно, поскольку в патенте не указаны значения передаточных чисел. Их способ получения представлен ниже.

*Связь числа передач, распределения передаточных чисел, компактности и нагруженности.* Связи между основными параметрами коробки передач (КП) рассмотрим на конкретном примере для последующего обобщения и формализации. В качестве характерного примера выбрана коробка передач 10. GM 2002 (позиция 10 таблицы 1). Эта коробка относится к наиболее часто цитируемым (свыше 200 цитирований в патентных документах). Для заявленной восьмиступенчатой конструкции она имеет очень компактный вид.

Таблица 5 — Показатели нагруженности коробок передач Allison и МЗКТ

Параметр	1. Allison 8600 6-ступенчатая [1, 14]	3. GM (1977) Allison WT 6-ступенчатая	3. GM (1977) МЗКТ 3000 6-ступенчатая	3. GM (1977) МЗКТ 5000 6-ступенчатая	6. Allison (2013) 7-ступенчатая
$\omega_{gmax}$ (с нагрузкой)	1,961 (D1 IV; VI)	<b>4,000</b> (D2 VI)	3,409 (D2 VI)	3,429 (D2 VI)	<b>4,000</b> (D2 VII)
$\omega_{gmax}$ (вхолостую)	1,723 (D2 II)	4,110 (D1 I)	3,744 (D1 I)	<b>4,154</b> (D1 I)	4,110 (D1 I)
$\omega_{\Phi max}$ (вверх)	<b>1,495</b> ( $\Phi$ 1 IV–V)	1,000 ( $\Phi$ 3 IV–V)	1,000 ( $\Phi$ 3 IV–V)	1,000 ( $\Phi$ 3 IV–V)	1,000 ( $\Phi$ 3 V–VI)
$\omega_{\Phi max}$ (вниз)	1,495 ( $\Phi$ 1 IV–III)	1,267 ( $\Phi$ 1 V–IV)	<b>1,541</b> ( $\Phi$ 1 V–IV)	1,505 ( $\Phi$ 1 V–IV)	1,000 ( $\Phi$ 1 V–IV)
$\omega_{\Phi max}$ (вхолостую)	1,495 ( $\Phi$ 1 IV; VI)	2,000 ( $\Phi$ 1 VI)	<b>2,419</b> ( $\Phi$ 1 VI)	2,400 ( $\Phi$ 1 VI)	2,000 ( $\Phi$ 1 VII)
$\omega_{\Phi max}$ (встречное)	–1,495 ( $\Phi$ 1 IV; VI)	–2,000 ( $\Phi$ 1 VI)	<b>–2,419</b> ( $\Phi$ 1 VI)	–2,400 ( $\Phi$ 1 VI)	–2,000 ( $\Phi$ 1 VII)
$M_{\Phi max}$	3,240	2,510	3,150	<b>3,400</b>	2,510
$\omega_{\Phi max}$ (вхолостую, ЗХ)	1,871 ( $\Phi$ 4)	1,733 ( $\Phi$ 1)	1,878 ( $\Phi$ 1)	1,895 ( $\Phi$ 1)	<b>2,318</b> ( $\Phi$ 1)
$\omega_{\Phi max}$ (встречное, ЗХ)	—	—	—	—	—
$M_{\Phi max}$ (ЗХ)	6,739	7,521	7,481	<b>7,599</b>	4,672

Таблица 6 — Показатели нагруженности коробок передач General Motors (GM)

Параметр	10. GM (2002) 6-8-ступенчатая	7. GM (2004) 7-ступенчатая	11. GM (2006) 8-ступенчатая	9. GM (2006) 8-ступенчатая	14. GM (2008) 9-ступенчатая
$\omega_{gmax}$ (с нагрузкой)	6,762 (D2 IV)	4,613 (D3 VII)	1,942 (D3 VIII)	3,676 (D4 VIII)	3,829 (D1 I; III; IX)
$\omega_{gmax}$ (вхолостую)	1,100 (D2 V)	3,077 (D1 VI)	0,221 (D2 VI)	3,209 (D1 VIII)	<b>4,465</b> (D1 II)
$\omega_{\Phi max}$ (вверх)	<b>1,420</b> ( $\Phi$ 3 IV–VI)	1,000 ( $\Phi$ 2 IV–V)	0,531 ( $\Phi$ 1 VII–VIII)	1,000 ( $\Phi$ 2 II–III)	1,000 ( $\Phi$ 3 VI–VII)
$\omega_{\Phi max}$ (вниз)	0,861 ( $\Phi$ 3 III–II)	1,000 ( $\Phi$ 2 IV–III)	0,531 ( $\Phi$ 1 III–II)	1,034 ( $\Phi$ 2 IV–III)	<b>1,090</b> ( $\Phi$ 1 VII–VI)
$\omega_{\Phi max}$ (вхолостую)	1,651 ( $\Phi$ 1 IV)	1,149 ( $\Phi$ 2 I; VII)	1,472 ( $\Phi$ 3 I)	<b>3,193</b> ( $\Phi$ 7 VIII)	2,341 ( $\Phi$ 1 IX)
$\omega_{\Phi max}$ (встречное)	–1,651 ( $\Phi$ 1 IV)	–1,000 ( $\Phi$ 4 VII)	–0,750 ( $\Phi$ 6 VIII)	—	<b>–2,341</b> ( $\Phi$ 1 IX)
$M_{\Phi max}$	4,186	3,960	5,090	2,740	<b>8,566</b>
$\omega_{\Phi max}$ (вхолостую, ЗХ)	1,000 ( $\Phi$ 4)	1,000 ( $\Phi$ 6)	1,000 ( $\Phi$ 1; $\Phi$ 5)	<b>2,193</b> ( $\Phi$ 7)	1,639 ( $\Phi$ 1)
$\omega_{\Phi max}$ (встречное, ЗХ)	<b>–0,231</b> ( $\Phi$ 1)	—	—	—	—
$M_{\Phi max}$ (ЗХ)	5,630	6,837	8,080	<b>8,868</b>	8,202

Значения передаточных чисел в патенте не указаны. Поэтому для их оценки предварительно строится основа плана скоростей. На рисунке 2 приводится вариант такого построения.

Одновременно строится структурная схема КП, выделяются независимые режимы (передачи) и задаются передаточные числа передач для определения параметров трех планетарных рядов (соответствующие структурная схема КП и частные структурные схемы на трех передачах приведены на рисунках 3 и 4).

По первой схеме (а) с учетом блокировки  $D_3$  определяется передаточное число  $U_{D1}$ , по второй (б) —  $U_{D3}$ , и по третьей  $U_{D2}$ .

Варианты распределения передаточных чисел и параметры планетарных рядов представлены в таблице 7. Вариант 1 имеет приемлемое распределение передаточных чисел коробки  $U_f$ . Однако он конструктивно не реализуем из-за малого значения параметра второго ряда  $U_{D2} = 1,28$ . Поэтому за счет увеличения этого параметра до минимально возможной величины  $U_{D2} = 1,42$  и корректировки передаточных чисел остальных рядов получен вариант 2 гаммы передаточных чисел. Видно, что в этом ряду передаточных чисел VI-я и VIII-я передачи сильно приближены к V-й и VII-й передачам соответственно. Кроме того, существенно увеличился разрыв (до величины 1,86) между передачами



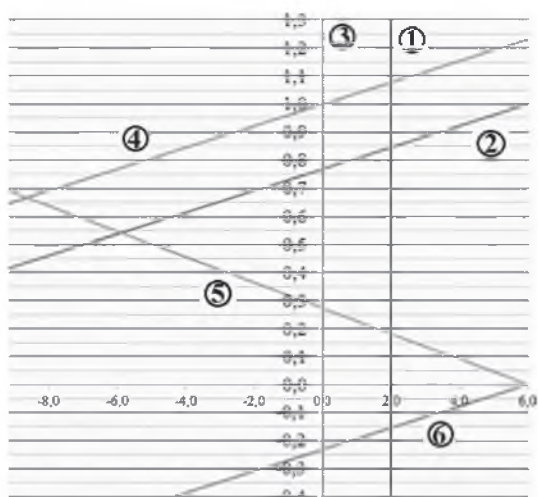


Рисунок 2 — Основа плана скоростей КП 10 GM (2002)

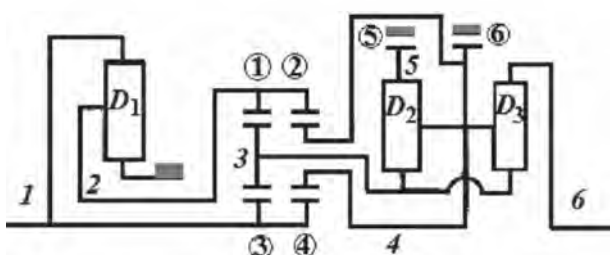


Рисунок 3 — Структурная схема КП 10 GM (2002)

II и III. Таким образом, коробка, заявленная как восьмиступенчатая, фактически обеспечивает шесть передач (в патенте также отмечается, что во избежание двойных переключений две передачи могут быть пропущены).

Отдельные результаты расчета параметров нагруженности рассматриваемой КП для второго ва-

рианта представлены в таблице 8. Видно, что излишне высока скорость сателлита относительно водила у второго ряда из-за его малого передаточного числа, что делает проблемной техническую реализацию такой конструкции.

Следует отметить, что коробка передач, имеющая на выходе два планетарных ряда и связанные с входным валом четыре муфты, служащие для подвода силовых потоков к упомянутым планетарным рядам, реализована ранее в изобретении [17]. Анализ ее свойств приведен в [18, 19]. Коробка передач ВПК реализует восемь передач, если использовать условия переключения одним элементом управления (в вариантах ВПК-2 и ВПК-3), и девять без этого условия. Ее схема, параметры и основы планов скоростей для вариантов с прямой и повышающей высшей передачей представлены на рисунке 5 и таблице 9. То есть ВПК обладает более высокими показателями и возможностями в реализации передаточных чисел по сравнению с КП 10. GM (2002), несколько уступая в компактности, поскольку на входе используется блок из двух зубчатых механизмов.

**Комплексный показатель нагруженности.** Для оценки нагруженности целесообразно определить основные показатели из числа представленных в таблицах, а затем перейти от них к одному комплексному показателю. Основными при оценки нагруженности принимаются представленные в относительной виде следующие четыре показателя: максимальные значения частот вращения сателлита под нагрузкой, фрикциона при включении вверх, фрикциона при холостом вращении (с учетом режима противовращения), а также момента, нагружающего фрикцион (с учетом значений передаточных чисел на передачах). Последнее связано с тем, что у КП с большими значениями пере-

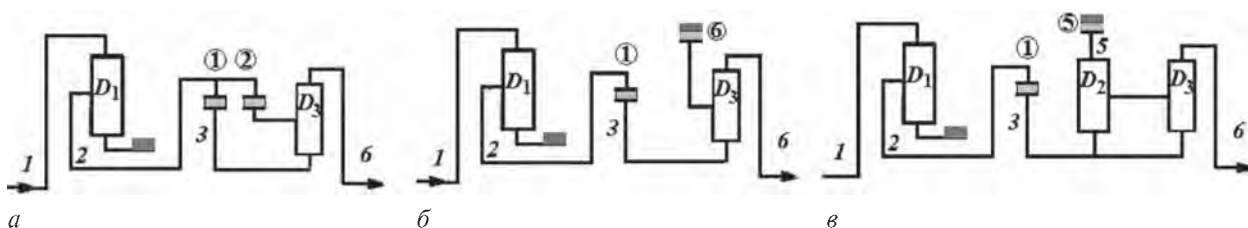


Рисунок 4 — Частные структурные схемы на передачах: а — VI-я; б — R1 (первый задний ход); в — I-я передача

Таблица 7 — Варианты распределения передаточных чисел и параметры планетарных рядов КП 10. GM (2002)

Вариант/ $U_{0i}$	Передачи	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	R1
-4,0; -1,28; -3,20	$U_i$	4,76	3,33	2,00	1,61	1,30	1,15	1,00	0,80	-4,00
	$U_i / U_{i-1}$	—	1,43	1,67	1,24	1,24	1,13	1,15	1,25	—
-3,33; -1,42; -3,33	$U_i$	5,486	4,219	2,267	1,743	1,429	1,300	1,000	0,935	-4,33
	$U_i / U_{i-1}$	—	1,30	<b>1,86</b>	1,30	1,22	<b>1,10</b>	1,30	<b>1,07</b>	—

Примечание: Неудачные значения параметров выделены жирным.

Таблица 8 — Показатели нагруженности элементов КП 10. GM (2002) на передачах

Элемент	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	R1	R2
Угловые скорости звеньев										
Звено 1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Звено 2	0,769	0,769	0,769	0,769	0,769	0,769	0,769	0,769	0,769	0,769
Звено 3	0,769	1,000	1,861	2,420	1,000	0,769	1,000	0,769	0,769	1,000
Звено 4	0,318	0,413	0,769	1,000	0,769	0,769	1,000	1,000	0,000	0,000
Звено 5	0,000	0,000	0,000	0,000	0,606	0,769	1,000	1,163	-0,542	-0,704
Звено 6	0,182	0,237	0,441	0,574	0,700	0,769	1,000	1,069	-0,231	-0,300
Угловые скорости вращения сателлитов относительно водила										
Ряд 1	0,660	0,660	0,660	0,660	0,660	0,660	0,660	0,660	0,660	0,660
Ряд 2	-2,149	-2,794	-5,200	-6,762	-1,100	0,000	0,000	1,100	-3,662	-4,762
Ряд 3	-0,387	-0,504	-0,937	-1,219	-0,198	0,000	0,000	0,198	-0,660	-0,858
Крутящие моменты на фрикционах										
Фрикцион 1	1,300	0,000	0,000	0,000	0,000	-0,390	0,000	-0,281	1,300	0,000
Фрикцион 2	0,000	0,000	1,300	0,000	1,858	1,691	0,000	0,000	0,000	0,000
Фрикцион 3	0,000	1,000	0,000	0,000	-0,429	0,000	-0,300	0,000	0,000	1,000
Фрикцион 4	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000	1,300	1,216	0,000	0,000
Фрикцион 5	-4,186	-3,219	-0,967	-0,743	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Фрикцион 6	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	5,630	4,330
Крутящие моменты на солнечных шестернях планетарных рядов и выходном валу										
Ряд 1	0,300	0,000	0,300	0,000	0,429	0,300	0,000	-0,065	0,300	0,000
Ряд 2	2,948	2,267	0,681	0,524	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
Ряд 3	-1,648	-1,267	-0,681	-0,524	-0,429	-0,390	-0,300	-0,281	1,300	1,000
Выходной вал	5,486	4,219	2,267	1,743	1,429	1,300	1,000	0,935	-4,330	-3,330

дточных чисел первой передачи и заднего хода относительные значения моментов на фрикционах имеют большие значения.

Настройка (нормировка) параметров с целью придания им примерно одинаковой значимости при оценке нагруженности может быть проведена различным образом. Если известны предельно допустимые абсолютные значения параметров и размеры элементов коробки, то абсолютные значения можно привести к относительному безразмерному виду. Второй подход — использовать относительные осредненные показатели коробок, принятых в качестве базовых, например коробок, выполненных по последовательным схемам. Можно использовать выработанные практикой значения допустимых относительных параметров, например, предельное значение частот вращения сателлитов под нагрузкой, равное  $2\omega_0$ . Ниже использован комбинированный подход.

Локальные показатели нагруженности сателлита  $\omega_g$ , фрикциона при включении  $\omega_\Phi$ , фрикциона при холостом вращении  $\omega_{\Phi X}$  и тормоза  $M_T$  определяются после их нормирования и/или выбора худшего случая следующим образом

$$\omega_g = \omega_{gmax} / (2\omega_0); \tag{2}$$

$$\omega_\Phi = \omega_{\Phi max}; \tag{3}$$

$$\omega_{\Phi X} = \max \{ [\omega_{\Phi X max} / (1,3\omega_0)], (\omega_{\Phi X max}) \}; \tag{4}$$

$$M_T = |M_{\Phi max}| / (U_I - 1), \tag{5}$$

где все параметры представлены в относительном виде:  $\omega_{\Phi max}$  — максимальная скорость фрикциона при включении вверх;  $\omega_{\Phi X max}$  — максимальная скорость холостого вращения;  $\omega_{\Phi X max}$  — максимальная

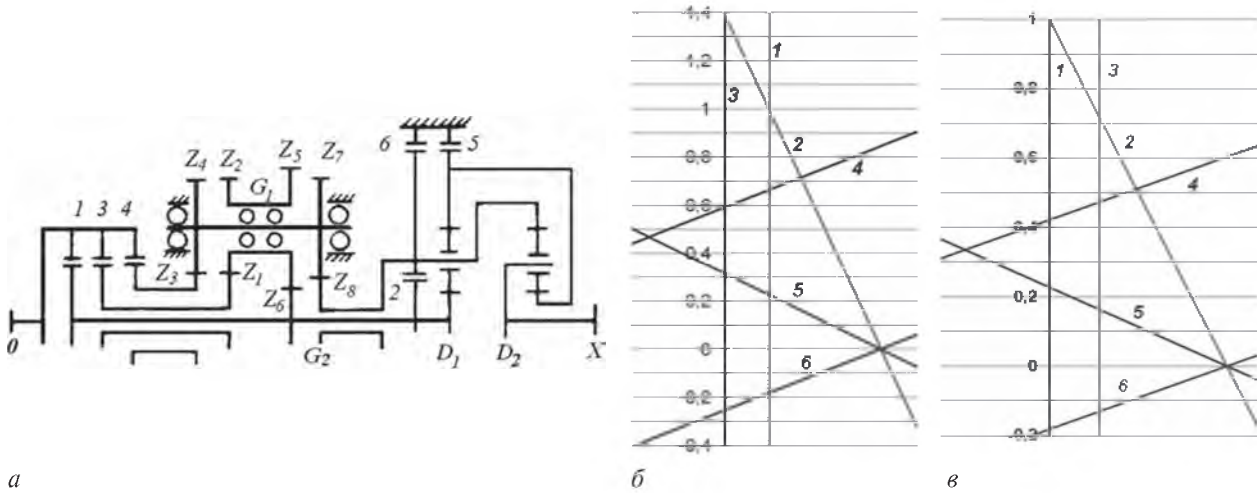


Рисунок 5 — Схема коробок ВПК-2 и ВПК-3 (а), основы планов скоростей коробок ВПК-2 (б) и ВПК-3 (в)

Таблица 9 — Передаточные числа коробок ВПК

Основа плана скоростей	Передача	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	R1	R2
Рисунок 5 б: $u_{G1} = 0,72;$ $u_{G2} = 1,4;$ $U_{D1,2} = -1,9$	Элементы управления	1; 5	3; 5	4; 5	4; 3	4; 1	4; 2	1; 2	3; 2	6; 3	6; 1
	Передаточные числа $u_{GB}$	4,42	3,18	2,14	(1,92)	1,69	1,40	1,0	0,72	-5,48	-3,94
Рисунок 5 в: $u_{G1} = 1,4;$ $u_{G2} = 1,96;$ $U_{D1,2} = -1,9$	Элементы управления	3; 5	1; 5	4; 5	4; 1	4; 3	4; 2	3; 2	1; 2	6; 1	6; 3
	Передаточные числа $u_{GB}$	6,16	4,40	2,99	2,37	(2,11)	1,96	1,40	1,0	-7,70	-5,50

Примечание: Для ВПК-2:  $z_2/z_1 = 0,87, z_4/z_3 = 1,2$ ; для ВПК-3:  $z_2/z_1 = 1,2, z_4/z_3 = 1,4$ .

скорость холостого вращения на режиме противовращения;  $M_{фmax}$  — максимальный момент фрикциона с учетом режимов переднего и заднего хода;  $U_I$  — передаточное число первой передачи переднего хода. Нормирующая величина  $1,3\omega_0$  в выражении (4) использована для снижения значимости показателя при попутном вращении фрикциона по сравнению с режимом встречного вращения, аналогично в выражении (5) нормирующий коэффициент  $(U_I - 1)$  соответствует совокупной нагрузке фрикционов (фрикциона) на передаче переднего хода; такая нормировка основывается на том, что передаточное число переднего хода определяется по тяговым условиям, а передача заднего хода — с учетом зависимостей между передаточными числами, накладываемыми выбранной кинематической схемой.

Комплексный показатель нагруженности  $K_L$  предлагается определить как площадь фигуры (четырёхугольника), который строится с использованием значений локальных показателей нагруженности, откладываемых на осях 1–4, что иллюстрирует рисунок 6.

Пример. Для Allison CLBT 9680 с учетом данных, приведенных в таблице 2, имеем  $\omega_g = 1,282/2 = 0,641$ ;

$\omega_\phi = 1,000$ ;  $\omega_{\phi x} = \max[(1,391/1,3), (|0|)] = 1,070$ ;  $M_T = 3,24/(4,24 - 1) = 1,0$ . Отсюда  $K_L = 1,71$ .

**Связь нагруженности и компактности коробок передач с тремя степенями свободы.** В таблице 10 приведены данные о показателях компактности и нагруженности коробок передач.

На рисунке 7 показана зависимость  $K_L$  от  $K_{PE}$ , построенная по данным таблицы, а также аппроксимирующие данную зависимость линии тренда. Видно, что нагруженность растет с ростом компактности.

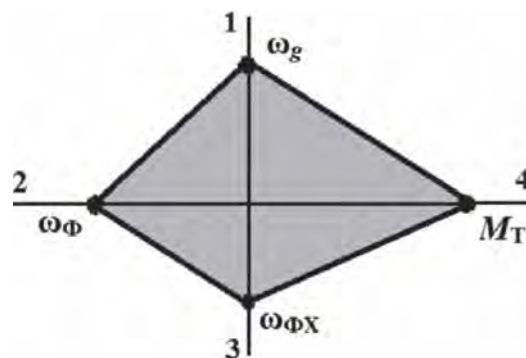


Рисунок 6 — Определение комплексного показателя нагруженности



Таблица 10 — Показатели компактности и нагруженности коробок передач

Позиция в таблице 1	Коробка передач	$K_{PE}$	$K_L$
1	Allison 8600	0,50	4,42
2.1	Allison MT	0,60	1,68
2.2	БелАЗ	0,60	2,12
2.3	Allison CLBT9680	0,60	1,71
2.4	Caterpillar	0,60	1,60
3.1	Allison WT	0,75	7,99
3.2	МЗКТ 3000	0,75	6,96
3.3	МЗКТ 5000	0,75	6,66
4	Caterpillar (1977)	0,58	2,66
5	Caterpillar (2010)	0,70	3,20
6	Allison (2013)	0,70	9,20
7	GM (2004)	0,78	4,59
8	Komatsu	0,67	2,34
9	GM (2006)	0,73	5,81
10А	GM (2002)	0,67	6,42
10Б	GM (2002)	0,89	6,42
11	GM (2006)	0,89	1,73
12	Komatsu (2009)	0,75	4,40
13	Caterpillar (2001)	0,90	6,87
14	GM (2008)	0,90	6,12

При построении графика исключена коробка 11. GM (2006), поскольку у нее очень большой разрыв между первой и второй передачами, а среди элементов управления четыре муфты. Кроме того, эта коробка очень сложна для компоновки. Неясно, как обеспечить надежное управление последним фрикционом (56) из-за сложности подвода к нему рабочей жидкости.

Не рассмотрена также коробка 15. GM GLOBAL TECH OPERATIONS (2013) поскольку она имеет несоосную конфигурацию и очень сложна для компоновки из-за большого числа вложенных валов и обводящих элементов.

**Заключение.** Планетарные коробки передач с тремя степенями свободы являются наиболее отработанными конструкциями и преобладают на машинах, оборудованных высокомоментными гидромеханическими передачами. В работе представлены типовые решения мировых произ-

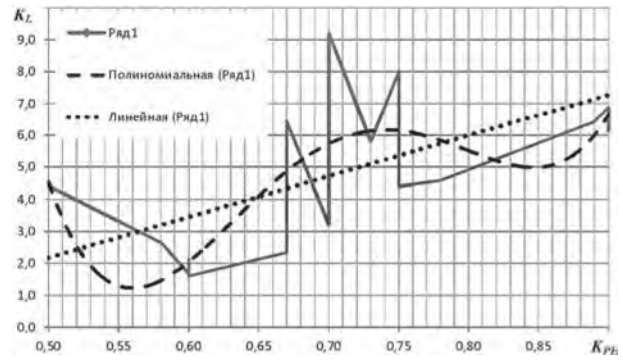


Рисунок 7 — Зависимость нагруженности от компактности

водителей Allison, Caterpillar, Komatsu, General Motors Corporation, анализ которых показывает, что основные направления совершенствования коробок охватывают увеличение числа передач, повышение компактности, снижение нагруженности элементов, улучшение распределения передаточных чисел. Подавляющее большинство коробок, представленных в патентных документах, имеют повышающие передачи. Во многих случаях обеспечивается переключение передач одним элементом.

Проведенный в работе анализ нагруженности коробок основывается на трудоемких операциях, включающих аналитические и вычислительные методы. Они обеспечивают расшифровку данных патентных документов, последующий расчет скоростных и силовых показателей коробок на передачах, выявление наиболее неблагоприятных значений скоростных и силовых факторов.

Для оценки компактности и нагруженности предложены коэффициенты компактности и нагруженности, позволяющие формализовать и количественно оценить указанные свойства коробок, которые играют существенную роль при выборе коробки для конструктивной реализации, и фигурирует в патентах.

Показана связь показателей нагруженности и компактности: с ростом компактности нагруженности коробок увеличивается. Поэтому для реализации компактных высокомоментных конструкций необходимы современные технологические возможности, при их отсутствии следует ориентироваться на менее компактные решения. При этом следует учитывать, что конфигурация и нагруженность планетарной коробки передач существенно зависят от реализуемой ею гаммы передаточных чисел.

Особенности коробок передач с более высокими степенями свободы планируется рассмотреть в следующей части статьи.

**Список литературы**

1. Альгин, В.Б. Высокомоментные 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. Transmission planétaire pour boîte de vitesses: pat. SE 7706453: IPC F16H3/66 / J.C. Polak; publ. date: 05.12.1977.
3. Variable speed transmission: pat. US 4205563: IPC F16H3/66 / James M. Gorrell; publ. date: 25.10.1977.
4. Compact planetary transmission: pat. US 8083630: IPC F16H3/66 / James S. Rice, Kevin G. Meyer; publ. date: 24.06.2010.
5. Multi-speed automatic transmission with fast reverse: pat. CA 2861308: IPC F16H3/44, F16H3/66 / Edmond M. Etchason; publ. date: 06.09.2013.
6. Seven speed transmission mechanisms with three interconnected planetary gear sets: pat. US 6723019: IPC F16H3/66 / Chunhao J. Lee, Madhusudan Raghavan, Patrick Benedict Usoro; publ. date: 18.03.2004.
7. Eight-speed transmissions with four planetary gear sets: pat. US 7163484: IPC F16H3/66 / Donald Klemen; publ. date: 27.07.2006.
8. Multi-speed power transmission: pat. US 6425841: IPC F16H3/66 / Raymond James Haka; publ. date: 30.07.2002.
9. Wide ratio transmissions with three interconnected planetary gear sets and a stationary member: pat. US 6997844: IPC F16H3/62, F16H3/66 / Norman K. Bucknor, Patrick B. Usoro, Madhusudan Raghavan; publ. date: 14.02.2006.
10. Planetary Gear Type Gearbox: pat. JP 2010156351: IPC F16H3/66 / Masaki Shiobara; publ. date: 02.04.2009.
11. Transmission assembly with four planetary gear sets providing nine forward and one reverse gear ratio: pat. US 6176803: IPC F16H3/66 / Kevin G. Meyer, Jr Roy T. Paluska; publ. date: 23.01.2001.
12. Nine speed automatic transmission with six torque-transmitting mechanisms: pat. US 7364527: IPC F16H3/44, F16H3/66 / Donald Klemen; publ. date: 29.04.2008.
13. Multi-speed planetary gear set transmission: pat. US 8734286: IPC F16H3/62, F16H3/66 / Dan Coffey, Tejinder Singh; publ. date: 12.09.2013.
14. Цитович, И.С. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов / И.С. Цитович, В.Б. Альгин, В.В. Грицкевич. — Минск: Наука и техника, 1987. — 224 с.
15. Allen, J.R. The CLBT9680 an Automatic transmission for off-highway Vehicles / J.R. Allen, J.P. Cornet // SAE Tech. Pap. Ser. — 1980. — No 800609. — P. 7.
16. Takashi, O. Development of automatic transmission for 120 ton and 160 ton dump truck / O. Takashi, S. Masayuki // SAE Tech. Pap. Ser. — 1984. — No 840782. — P. 8.
17. Коробка передач: а.с. 1204413 СССР: МПК В60К17/08/ В.Б. Альгин, В.В. Грицкевич, С.Н. Поддубко и др.; дата публ. 15.01.1986.
18. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин. — Минск: Наука і тэхніка, 1995. — 256 с.
19. Альгин, В.Б. Расчет мобильной техники: кинематика, динамика, ресурс / В.Б. Альгин. — Минск: Беларус. навука, 2014. — 271 с.

ALGIN Vladimir B., Dr. Techn. Sc., Professor  
Deputy Director in Science<sup>1</sup>  
E-mail: vladimir.algin@gmail.com

BOKOVETS Elena N.  
Chief of the Department of Protection of Intellectual Property<sup>1</sup>  
E-mail: patent@tut.by  
<sup>1</sup>Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

KUZNETSOV Evgeni V., Master Techn. Sc.  
Design Engineer  
E-mail: evk92@mail.ru  
Minsk Wheel Tractor Plant, Minsk, Republic of Belarus

Received 05 August 2015.

## HIGH-POWER HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS: PATENT-INFORMATIONAL AND COMPUTATIONAL INVESTIGATION. PART 2. GEARBOXES WITH THREE DEGREES OF FREEDOM

*This article is a continuation of the first part of work, published in a previous edition, containing methods of patent information and computational studies of high-power transmissions. In this part planetary gearboxes with three degrees of freedom of leading manufacturers and patentees (Allison, Caterpillar, Komatsu, General Motors and others) are observed. Directions of development of gearboxes are illustrated with the use of typical solutions. Parameters of gear sets, necessary for calculations, are estimated with the use of patent data. Speed and power calculations of gearboxes are made. For evaluation of compactness and loading new quantitative indicators are entered. Proposed comprehensive indicator of loading is based on the integral accounting major data about loading, obtained by computational analysis. Relation between compactness and loading is presented. Results of investigation of gearboxes with four and more degrees of freedom and general conclusions are planned to provide in the next part of work.*

**Keywords:** hydromechanical transmission, gearbox with three degrees of freedom, parameter estimation, speed and power calculation, loading, compactness, comprehensive evaluation of transmission

References

1. Algin V.B., Bokovets E.N., Kuznetsov E.V. Vysokomoshhnye 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. Polak J.C. Transmission planetaire pour boite de vitesses. Patent SE, no. 7706453, IPC F16H3/66/, 1977.
3. Gorrell J.M. Variable speed transmission. Patent US 4205563, IPC F16H3/66/, 1977.
4. Rice J.S., Meyer K.G. Compact planetary transmission. Patent US 8083630, IPC F16H3/66/, 2010.
5. Etchason E.M. Multi-speed automatic transmission with fast reverse. Patent CA 2861308, IPC F16H3/44, F16H3/66/, 2013.
6. Lee C.J., Raghavan M., Usoro P.B. Seven speed transmission mechanisms with three interconnected planetary gear sets. Patent US 6723019, IPC F16H3/66/, 2004.
7. Klemen D. Eight-speed transmissions with four planetary gear sets. Patent US 7163484, IPC F16H3/66/, 2006.
8. Haka R.J. Multi-speed power transmission. Patent US 6425841, IPC F16H3/66/, 2002.
9. Bucknor N.K., Usoro P.B., Raghavan M. Wide ratio transmissions with three interconnected planetary gear sets and a stationary member. Patent US 6997844, IPC F16H3/62, F16H3/66 /, 2006.
10. Shiobara M. Planetary Gear Type Gearbox. Patent JP 2010156351, IPC F16H3/66/, 2009.
11. Meyer K.G., Paluska Jr R.T. Transmission assembly with four planetary gear sets providing nine forward and one reverse gear ratio. Patent US 6176803; IPC F16H3/66/, 2001.
12. Klemen D. Nine speed automatic transmission with six torque-transmitting mechanisms. Patent US 7364527, IPC F16H3/44, F16H3/66/, 2008.
13. Coffey D., Singh T. Multi-speed planetary gear set transmission. Patent US 8734286, IPC F16H3/62, F16H3/66 /, 2013.
14. Tsytoich I.S., Algin V.B., Gritskovich V.V. *Analiz i sintez planetarnykh korobok peredach avtomobiley i traktorov* [Analysis and synthesis of automotive and tractor planetary gearboxes]. Minsk, Nauka i tekhnika, 1987. 224 p.
15. Allen J.R., Comet J.P. The CLBT9680 an Automatic transmission for off-highway Vehicles. *SAE Tech. Pap. Ser.*, 1980, no. 800609. 7 p.
16. Takashi O., Masayuki S. Development of automatic transmission for 120 ton and 160 ton dump truck. *SAE Tech. Pap. Ser.*, 1984, no. 840782. 8 p.
17. Algin V.B., Gritskovich V.V., Poddubko S.N. [et al.]. Korobka peredach [Gearbox]. *Certificate of authorship 12014413 USSR*, IPC B60K17/08/, 1986.
18. Algin V.B. *Dinamika, nadezhnost' i resursnoe proektirovanie transmissij mobil'nyh mashin* [Dynamics, reliability and life designing of mobile machines transmissions]. Minsk, Navuka i tjechnika, 1995. 256 p.
19. Algin V.B. *Raschet mobilnoy tekhniki: kinematika, dinamika, resurs* [Calculation of mobile technics: kinematics, dynamics, life]. Minsk, Belarus. Navuka, 2014. 271 p.