

## **Анализ схем привода последовательно расположенных ведущих мостов**

# 12, декабрь 2016

Лахтюхов М. Г.<sup>1,\*</sup>, Вержбицкий А. Н., Анкинович Г. Г.

УДК: 629.113

<sup>1</sup>Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

\*[motor@bmstu.ru](mailto:motor@bmstu.ru)

### **Введение**

Необходимость в автотранспортных средствах повышенной грузоподъемности, характеризующихся более высокой производительностью и эффективностью использования, при ограничении осевых нагрузок на дорожное полотно привела к идее создания многосных автомобилей и автопоездов.

Увеличение числа осей автотранспортных средств существенно улучшает их показатели массы. Например, при добавлении третьей оси грузоподъемность автомобиля повышается на 50-100 %, в то время как его собственная масса увеличивается всего лишь на 20-25 % [1].

С целью повышения тяговых свойств автомобилей и автопоездов, что необходимо для их уверенной эксплуатации на скользких дорогах или бездорожье, увеличивают число ведущих осей. Значительная доля автомобилей выпускается со всеми ведущими осями.

Несмотря на значительные успехи, достигнутые в разработке электромеханических и гидрообъемных передач, в настоящее время подавляющее большинство автотранспортных средств с несколькими или всеми ведущими осями оснащаются механическими или гидромеханическими трансмиссиями.

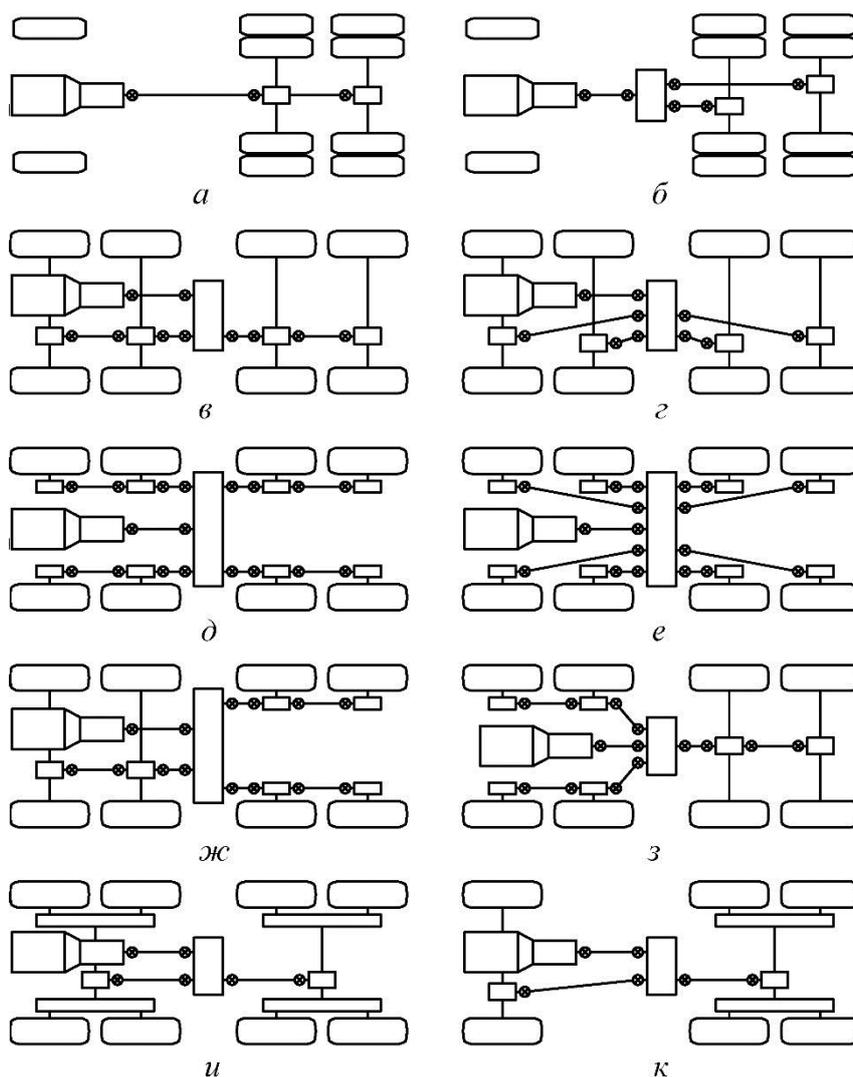
### **Схемы привода последовательно расположенных ведущих мостов**

В зависимости от схемы подвода крутящего момента от двигателя к ведущим колесам механические и гидромеханические трансмиссии можно разделить на трансмиссии с мостовым (рис. 1, *a – z*), бортовым (рис. 1, *д, e*) и комбинированным приводом (рис. 1, *ж – к*).

В трансмиссиях с мостовым приводом крутящий момент раздается между ведущими мостами или мостами, объединенными в тележку, а внутри каждого из ведущих мостов с помощью межколесного дифференциала распределяется между левым и правым колесами этого моста.

Отличительной особенностью трансмиссий с бортовым приводом является отсутствие непосредственной связи с помощью трансмиссионных агрегатов между левым и правым

ведущими колесами одной оси. В таких трансмиссиях крутящий момент вначале распределяется между бортами автомобиля, а затем – между колесами каждого из бортов.



**Рис. 1.** Схемы подвода крутящего момента к ведущим колесам: с (а – з) мостовым; (д, е) бортовым; (ж – к) комбинированным приводом

В трансмиссиях с комбинированным приводом распределение крутящего момента между одними группами колес осуществляется по мостовой схеме, а между другими – по бортовой схеме. Например, в трансмиссиях, показанных на рисунке 1, ж, к, мостовая раздача крутящего момента применена для привода передних колес, бортовая – для привода задних колес. На схеме на рисунке 1, з наоборот колеса передней оси имеют бортовой привод, а колеса задней оси – мостовой. В трансмиссии, приведенной на рисунке 1, и, крутящий момент вначале распределяется, как и в трансмиссиях с мостовой раздачей крутящего момента (рис. 1, в), вдоль продольной оси автомобиля – между передней и задней тележками. Но затем внутри каждой из тележек происходит деление крутящего момента между бортами и, наконец, его раздача между колесами каждого из бортов. Аналогично крутящий момент распределяется в задней тележке схемы трансмиссии, показанной на рисунке 1, к.

Привод ведущих мостов и бортовых редукторов может быть индивидуальным или групповым.

В первом случае крутящий момент от раздаточной коробки подводится индивидуальными карданными валами к каждому из ведущих мостов (рис. 1, б, з) или бортовых редукторов (рис. 1, е). Преимуществами этой схемы является возможность применения простых по конструкции непроходных конических центральных или бортовых редукторов главной передачи и обеспечения унификации между этими редукторами всех осей. Однако при этом усложняется организация рациональных дифференциальных связей между отдельными группами колес или мостов. Кроме того, из-за большего числа карданных валов, шарниров и промежуточных опор карданных передач трансмиссия в целом оказывается сложнее. Наконец, затрудняется унификация балок мостов в трансмиссиях с мостовым приводом.

Во втором случае, получившем в настоящее время преимущественное распространение, крутящий момент подводится к проходному центральному или бортовому редуктору главной передачи, а от него к редуктору следующей оси (рис. 1, а, в, д, ж, з). Благодаря использованию проходных редукторов уменьшается число карданных валов и упрощается обслуживание трансмиссии. В неполноприводных автомобилях с колесной формулой 6x4 и 8x4, оснащенных проходными ведущими мостами, за счет отказа от установки раздаточной коробки уменьшается масса трансмиссии. Например, на автомобиле ЯАЗ-210 (6x4), выпускавшемся с 1951 года в Ярославле, а затем с 1959 под индексом КрАЗ-219 в Кременчуге, подвод крутящего момента к задним ведущим мостам с непроходной двойной центральной главной передачей осуществлялся индивидуальными карданными валами от двухступенчатой раздаточной коробки с блокируемым межосевым дифференциалом (рис. 1, б). На современном автомобиле КрАЗ-65053, оснащенный более мощным двигателем (на 37,5 %), пятиступенчатая коробка передач заменена 8-и ступенчатой коробкой передач с увеличенным диапазоном передаточных чисел и с планетарным демультипликатором и применен средний мост с проходной двойной центральной главной передачей и блокируемым межосевым дифференциалом (рис. 1, а), что позволило обойтись без раздаточной коробки. В результате масса трансмиссии уменьшилась примерно на 200 кг.

Масса седельных тягачей (6x4 и 8x4), кроме того, может быть снижена за счет уменьшения базы автомобиля при сохранении достаточной длины карданного вала в приводе проходного моста [2].

### **Мостовая раздача крутящего момента.**

Характеристика наиболее распространенных кинематических схем проходных и непроходных центральных редукторов главных передач трансмиссий с мостовым групповым приводом двух и трех последовательно расположенных ведущих мостов подробно рассмотрена в [3].

Здесь же отметим, что широкое распространение трансмиссий с мостовым приводом объясняется, прежде всего, их более простой конструкцией, низкой стоимостью изготовления и относительно малой массой из-за меньшего количества карданных валов, их шарниров и конических, гипоидных или червячных редукторов главной передачи, требующих точного изготовления составляющих их деталей и тщательной регулировки при сборке.

Одним из главных недостатков трансмиссий с мостовой раздачей крутящего момента является большое количество дифференциалов, ухудшающих тяговые свойства автомобиля и снижающих его проходимость в условиях, когда некоторые из колес испытывают недостаточное сцепление с опорной поверхностью или полностью вывешиваются, теряя с этой поверхностью контакт. Для устранения этого недостатка все межосевые и некоторые из межколесных дифференциалов оснащаются блокировкой, выполняемой вручную или автоматически.

### **Бортовая раздача крутящего момента.**

В автомобилях с бортовой раздачей крутящего момента благодаря смещению бортовых редукторов к бортам автомобиля освобождается его средняя часть, что облегчает компоновку автомобиля и позволяет получить ряд компоновочных преимуществ. Например, в результате смещения силового агрегата вниз в пространство между бортовыми редукторами снизить высоту центра тяжести автомобиля, или за счет использования пространства между бортовыми редукторами увеличить объем грузового отделения.

Еще одним преимуществом трансмиссий с бортовым приводом до недавнего времени считалась возможность установки на автомобиле меньшего числа дифференциальных механизмов, благодаря чему при эксплуатации в тяжелых дорожных условиях обеспечивались высокие тяговые свойства, и упрощалось вождение автомобиля. Если на автомобиле с мостовым приводом установлено  $n_{мпр} = n_{мкд} + n_{мод}$  дифференциалов, где  $n_{мкд}$  – число межколесных дифференциалов, равное числу ведущих осей,  $n_{мод}$  – число межосевых дифференциалов, то на аналогичном автомобиле с бортовым приводом целесообразно применить  $n_{бр} = 1 + 2n_{мод}$  дифференциалов. В трансмиссиях с бортовой раздачей крутящего момента, приводимых одним двигателем, используется как минимум один блокируемый межбортовой дифференциал, а установка дифференциальных механизмов вдоль каждого из бортов производится между колесами или группами колес тех осей, между которыми в аналогичном автомобиле с мостовой раздачей крутящего момента применены межосевые дифференциалы. Например, если на полноприводном четырехосном автомобиле с передними управляемыми колесами и одинарными шинами с регулируемым давлением воздуха при мостовой раздаче крутящего момента возможна установка только пяти дифференциалов – одного межосевого (между двумя передними и двумя задними осями) и четырех межколесных (рис. 2, а) (автомобили Урал-5323, КамАЗ-6350), то на аналогичном автомобиле с бортовой раздачей крутящего момента можно применить только три дифференциала – один межбортовой и по одному между двумя передними и двумя задними колесами каждого из бортов (рис. 2, б) (БАЗ-6422). На автомобиле (8x8) с передними и задними управляемыми колесами, поворачивающимися на один и тот же угол, но в разные стороны, с центром тяжести, находящимся по центру базы автомобиля, при мостовом приводе можно обойтись только четырьмя межколесными дифференциалами (рис. 2, в, д), а на автомобиле с бортовым приводом – только одним межбортовым дифференциалом (рис. 2, г, е). В случае установки на этот автомобиль двух двигателей, каждый из которых

будет передавать мощность к колесам только одного борта, трансмиссия автомобиля может быть выполнена бездифференциальной (рис. 2, ж). Следует, однако, отметить, что с широким распространением в настоящее время блокируемых дифференциалов и внедрением автоматизации их управления значимость указанного преимущества трансмиссий с бортовым приводом снижается.

При бортовой раздаче крутящего момента для изменения направления движения автомобиля может быть применен бортовой поворот, основанный на принудительном изменении величин угловых скоростей вращения неповоротных колес разных бортов. Вращение колес левого и правого бортов с разными угловыми скоростями сопровождается возникновением в пятне контакта этих колес с опорной поверхностью неодинаковых продольных сил, которые и создают поворачивающий момент. Причем при прочих равных условиях с ростом разницы угловых скоростей вращения колес разных бортов разность продольных сил и соответственно поворачивающий момент увеличиваются, а радиус поворота машины уменьшается. Принудительное изменение соотношения угловых скоростей вращения неповоротных колес левого и правого бортов на колесных машинах, как и гусениц на гусеничных машинах, осуществляется с помощью механизмов поворота.

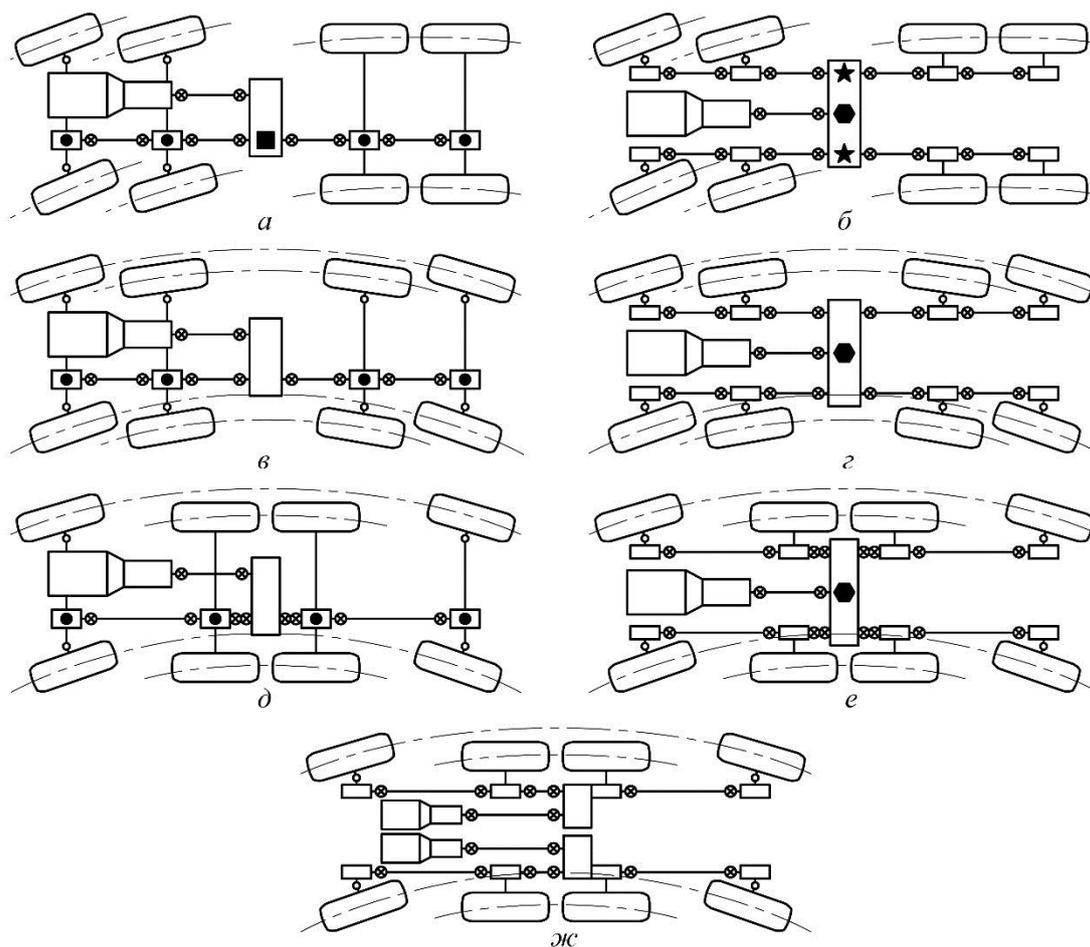


Рис. 2. Схемы трансмиссий четырехосных полноприводных автомобилей:

- , ★ - межосевые дифференциалы соответственно в автомобилях с мостовым и бортовым приводом,
- - межбортовой дифференциал,
- - межколесный дифференциал

Наличие на гусеничных и колесных машинах с бортовым поворотом одинаковых по назначению агрегатов – силовой установки, коробки передач и механизма поворота – привело к идее создания семейства машин с разными типами движителей и единым моторно-трансмиссионным отделением, что позволяло за счет увеличения объемов выпуска силовых агрегатов уменьшить их стоимость, упростить снабжение запасными частями, облегчить ремонт техники, уменьшить затраты на обучение водителей и ремонтного персонала. Например, во Франции к началу 70-х годов XX века было разработано семейство боевых колесных и гусеничных машин AMX-10 (рис. 3), имевших схожие габаритно-массовые показатели, но предназначенных для решения разных задач [4]. На машины семейства устанавливался унифицированный силовой агрегат, включающий в себя дизельный двигатель, четырехступенчатую гидромеханическую коробку передач и механизм поворота дифференциального типа. На колесных боевой разведывательной машине AMX-10RC (6x6) и боевой машине пехоты AMX-10RP (6x6), как и на гусеничных машинах семейства, был реализован бортовой поворот.



а)

б)

**Рис. 3.** Примеры образцов унифицированного семейства боевых машин AMX-10:

а) боевая разведывательная машина AMX-10RCR, б) боевая машина пехоты AMX-10P [5]

Следует, однако, отметить, что с применением унифицированного силового агрегата на колесных и гусеничных машинах связан ряд проблем. Прежде всего, на этих машинах различаются условия работы силового агрегата. Так при прямолинейном движении на колесных машинах из-за меньшего коэффициента сопротивления движению [6, 7] будут недоиспользованы возможности двигателя. В тоже время, для колесных машин, имеющих такую же массу что и гусеничные машины, обычно характерен больший коэффициент базы  $K_L = L/B$  ( $L$  – база,  $B$  – колея). Причем с увеличением числа осей и соответственно базы  $L$  этот коэффициент растет, вызывая повышение сопротивления повороту. Поэтому механизмы поворота на колесных машинах будет работать с перегрузкой, сопровождающейся снижением надежности силовых агрегатов. Наконец увеличение числа производимых унифицированных силовых агрегатов приведет к снижению стоимости гусеничных машин при одновременном повышении стоимости колесных машин с бортовым поворотом по сравнению с вариантом машин, у которых поворот осуществляется разворотом

управляемых колес. Учитывая, что масштабы производства колесной техники существенно превосходят масштабы выпуска гусеничных машин, стоимость общей производственной программы машин с унифицированным силовым агрегатом может оказаться завышенной.

Важнейшим преимуществом бортового поворота является возможность получения небольших радиусов поворота вплоть до разворота вокруг вертикальной оси автомобиля. Однако разворот автомобиля вокруг его вертикальной оси возможен и при кинематическом способе поворота. Для этого колеса каждой оси должны быть повернуты в разные стороны на одинаковые углы так, чтобы перпендикуляры, проведенные из центра колес, пересекались в центре базы автомобиля, а колеса левого и правого бортов, как и при бортовом повороте на месте, – вращаться с одинаковой угловой скоростью, но в разных направлениях.

Преимуществами кинематического способа поворота на месте по сравнению с бортовым поворотом являются:

- меньшие затраты мощности на поворот;
- при прочих равных условиях меньший износ шин;
- упрощение конструкции трансмиссии, поскольку вместо сравнительно сложного механизма поворота требуется установка более простой раздаточной коробки, обеспечивающей дифференциальную связь между бортами автомобиля при его движении с относительно большими радиусами поворота и вращение колес левого и правого бортов с одинаковыми угловыми скоростями, но в разных направлениях, при развороте на месте. Причем переход с одного режима работы раздаточной коробки на другой осуществляется на остановленном автомобиле;
- возможность поворота автомобилей с большей колесной базой.

К недостаткам рассматриваемого способа управления следует отнести:

- меньший диапазон допустимых радиусов поворота автомобиля, обусловленный тем, что при использовании известных способов подвода крутящего момента к управляемым колесам и типовых узлов (шкворневых устройств, подвесок и т.д.) рулевое управление должно работать в двух режимах: разворот на месте и поворот с радиусом, изменяющимся от некоторого минимального значения  $R_{\min}$ , зависящего от принятых конструктивных решений, до  $\infty$ . Причем переход с одного режима работы рулевого управления на другой, как и в раздаточной коробке, возможен только на стоянке. Бортовой поворот в отличие от кинематического способа управления может обеспечить движение машины по криволинейной траектории, радиус кривизны которой изменяется в диапазоне от 0 до  $\infty$ ;
- усложнение конструкции рулевого управления, обеспечивающего изменение связей в рулевом приводе в зависимости от схемы управления;
- увеличенные размеры колесных ниш;
- увеличенный износ шин у длиннобазных машин.

Последний недостаток объясняется следующим. Необходимые максимальные углы поворота колес крайних осей растут с увеличением базы автомобиля. Однако максимально возможные углы поворота колес ограничиваются предельными углами работы карданных шарниров, используемых в приводе этих колес, и допустимыми размерами колесных ниш, выбираемых, например, из условия получения заданного пространства между этими нишами или отсутствия задевания повернутых колес о раму автомобиля или его корпус. Из-за этого в длиннобазных автомобилях может оказаться невозможным обеспечение пересечения перпендикуляров, проведенных из центров всех колес, в центре базы автомобиля. Смещение точки пересечения перпендикуляров для колес какой-либо оси от центра базы автомобиля вдоль его продольной оси приведет к качению колес с уводом. Известно, что качение колеса с уводом сопровождается проскальзыванием некоторой части элементов протектора по опорной поверхности и соответственно их износом. Причем с ростом углов увода доля скользящих элементов увеличивается. Поэтому при достаточно больших углах увода колес наступает их полное проскальзывание.

Кинематический поворот на месте в 2005 году был реализован на концептуальном автомобиле Jeep Hurricane (рис. 4) фирмы DaimlerChrysler [8].



**Рис. 4.** Концептуальный автомобиль Jeep Hurricane фирмы DaimlerChrysler (иллюстрация фирмы DaimlerChrysler)

При бортовой раздаче крутящего момента проходной бортовой редуктор может быть выполнен на основе практически любой из рассмотренных в [3] одинарных или двойных главных передач. Однако наиболее часто в автомобилях применяют конические проходные бортовые редукторы вследствие их простой конструкции, небольшой стоимости изготовления и высокого КПД.

Для того чтобы вал конического колеса не мешал размещению проходного вала тыльные стороны всех конических колес должны располагаться с внешней стороны автомобиля. При этом одинаковое направление вращения колес левого и правого бортов обеспечивается соответствующей установкой конических шестерен. Например, если все конические шестерни в бортовых редукторах правого борта устанавливаются вершинами конусов вперед, то конические шестерни левого борта – вершинами конусов назад (рис. 5).

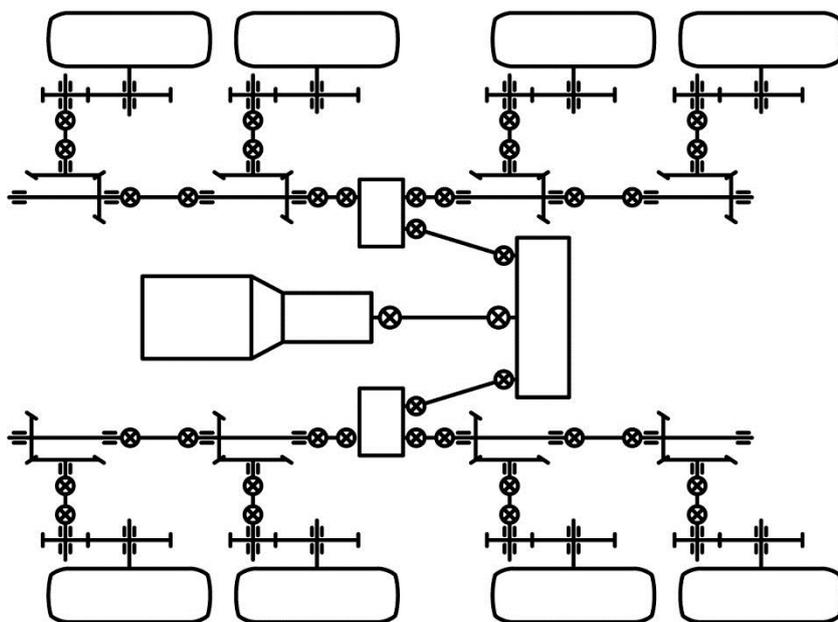


Рис. 5. Кинематическая схема трансмиссии автомобиля (8х8)  
с бортовой раздачей крутящего момента

При любом типе конического зацепления между бортовыми редукторами каждого из бортов и между бортовыми редукторами разных бортов возможна высокая степень унификации по картерным деталям, подшипникам, валам, крышкам. Если конические зубчатые колеса выполнены прямозубыми, то унификация между всеми бортовыми редукторами обеспечивается также и по коническим зубчатым колесам. При использовании конических передач с круговыми зубьями соответствующие конические зубчатые колеса левого и правого бортов, имеющие одинаковое число зубьев, приходится изготавливать с разным направлением спирали, что приводит к их невзаимозаменяемости. Поэтому унификация по коническим зубчатым колесам с круговыми зубьями возможна только между бортовыми редукторами одного борта.

Одинарные конические проходные бортовые редукторы устанавливались на отечественные многоцелевые автомобили ЗИЛ-135, ПЭУ-1,2, ЗИЛ-4906, БАЗ-5937, французские бронированные машины фирмы Panhard-Levassor, итальянскую бронированную машину Centauro (8х8) и др.

На разработанном в 50-е годы XX века голландском многоцелевом автомобиле YA-328 (6х6) и выполненном на его базе бронетранспортере YP-408 (8х6) в бортовых редукторах применялись одинарные червячные передачи.

### Комбинированная раздача крутящего момента.

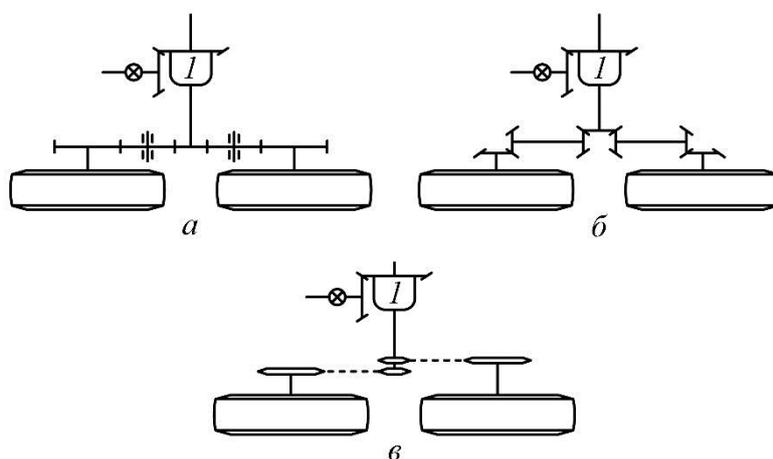
Рассмотренные в [3] проходные центральные и бортовые редукторы могут быть применены и на автомобилях с комбинированной раздачей крутящего момента.

Трансмиссии с комбинированной раздачей крутящего момента, как правило, применяются с целью получения каких-либо компоновочных преимуществ. Например, для автомобиля 8х8 с несущим корпусом и низко расположенным грузовым отделением увеличенного

объема может быть рекомендована схема (рис. 1, ж), где в приводе передних мостов реализована мостовая раздача крутящего момента, а задних – бортовая.

На трех и четырехосных автомобилях со сближенными ведущими колесами разных осей, объединенных в одну тележку, некоторое распространение получила схема привода, когда крутящий момент от межосевой (межтележечной) раздаточной коробки вначале подводится к межбортовой раздаточной коробке с дифференциальным приводом, затем к бортовым редукторам, а с их помощью к ведущим колесам (рис. 1, и, к).

Межбортовая раздаточная коробка закрепляется на поперечной балке тележки. По своей конструкции балка тележки и межбортовая раздаточная коробка с межбортовым дифференциалом аналогичны соответственно балке ведущего моста и центральному редуктору с межколесным дифференциалом в трансмиссиях с мостовым приводом. Бортовой редуктор может быть выполнен с цилиндрическими зубчатыми колесами (рис. 6, а), с коническими зубчатыми колесами и промежуточными валами (рис. 6, б) или с цепной передачей (рис. 6, в). При любом типе бортового редуктора между ведущими колесами возможна как блокированная, так и дифференциальная связь.

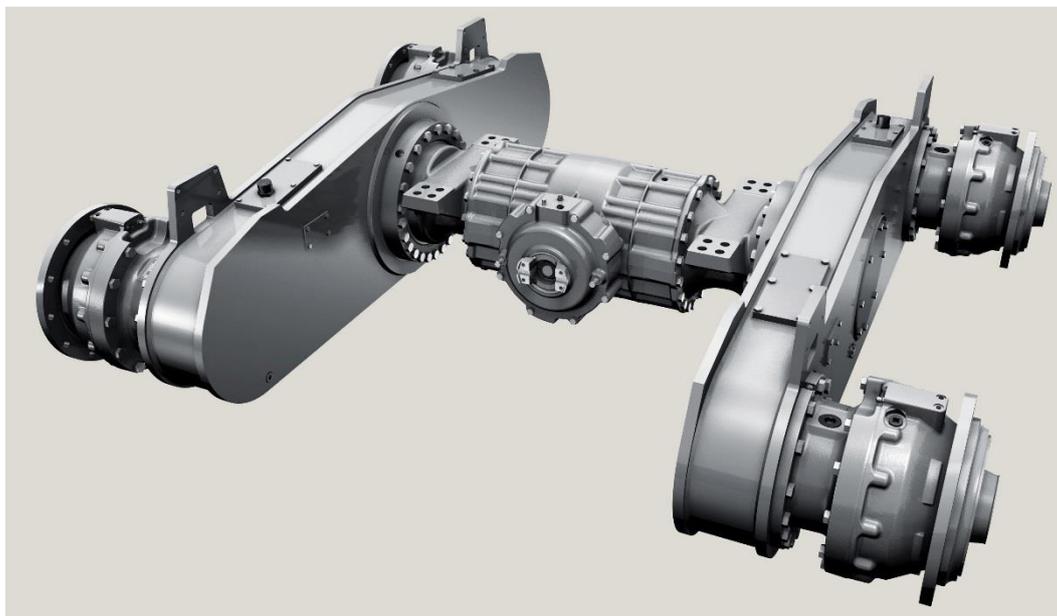


**Рис. 6.** Кинематические схемы бортовых редукторов тележек с бортовой раздачей крутящего момента между колесами: 1 – межбортовой дифференциал

Подвеска колес – балансирная. Помимо раздачи крутящего момента между сближенными колесами борта бортовой редуктор выполняет роль жесткого балансира, выравнивающего вертикальные нагрузки на колеса от массы автомобиля и перевозимого груза. Картеры бортовых редукторов установлены на концах балки тележки и имеют возможность независимого качания вокруг оси валов, передающих крутящий момент от межбортовой раздаточной коробки к этим редукторам (рис. 7). Балка с закрепленной на ней межбортовой раздаточной коробкой может крепиться к несущей системе жестко либо упруго. Жесткое крепление балки тележки к несущей системе, позволяющее упростить конструкцию подвески, характерно для тихоходных машин, упругое, способствующее повышению плавности хода, – для быстроходных автомобилей.

Главным преимуществом данной схемы привода являются уменьшение вероятности вывешивания колес при движении на местности, обусловленное большими ходами колес,

и удовлетворительные условия работы карданной передачи привода тележки. Например, на бразильском броневом автомобиле EE-9 Cascavel (6x6) полный ход колес задней балансирующей тележки равен 900 мм. Столь большие хода были достигнуты главным образом за счет повышенных углов качания балансира, превышающих углы качания балансира в тележках с мостовым приводом, и кроме того за счет упругой установки балки тележки. Причем в качестве упругих элементов балки задней тележки на броневом автомобиле EE-9 Cascavel использовались листовые рессоры.

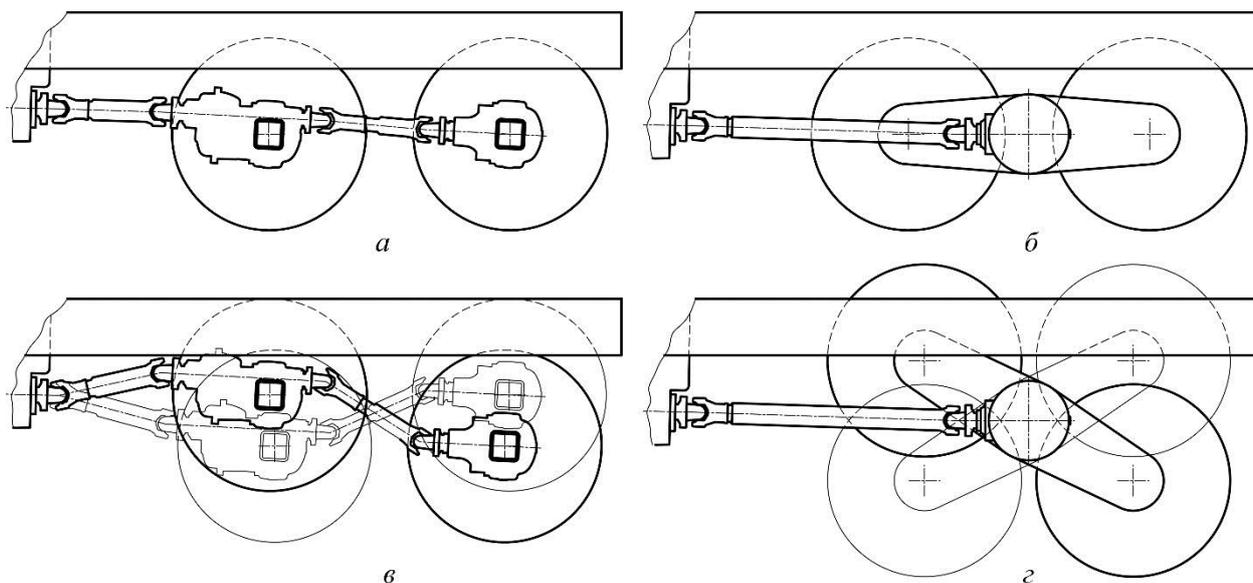


**Рис. 7.** Балансирующая тележка фирмы ZF с бортовой раздечей крутящего момента между колесами (иллюстрация фирмы ZF)

При использовании мостового привода углы качания балансира в балансирующих тележках выбираются с учетом возможности задевания друг о друга вилок карданных шарниров привода проходного и непроходного мостов, балок мостов о нижнюю полку лонжерона рамы или днище корпуса, промежуточной карданной передачи об ось балансира. Кроме того, при смещении мостов в крайние нижнее или верхнее положения углы в шарнирах карданных передач привода проходного и непроходного мостов достигают больших значений (рис. 8, в), из-за чего карданные передачи, хотя и кратковременно, начинают работать в тяжелых условиях.

В балансирующих тележках с качающимися бортовыми редукторами подобных ограничений нет. При качании картера бортового редуктора ось колеса может перемещаться выше нижней полки лонжерона рамы или днища корпуса. При прочих равных условиях карданная передача привода тележки имеет большую длину, чем карданная передача привода проходного моста. Поэтому при равных по величине смещениях в крайние нижнее или верхнее положения балки тележки и балки проходного моста углы в шарнирах карданной передачи привода тележки оказываются меньше углов в шарнирах карданной передачи привода проходного моста. В частном случае, когда колеса одной оси тележки наезжают на препятствие высотой  $h$ , а колеса другой оси попадают в яму глубиной  $h$ , даже при макси-

мально возможных углах качания жесткого балансира балка тележки остается неподвижной, а углы в шарнирах карданной передачи привода тележки – неизменными (рис. 8, з).



**Рис. 8.** Расположение карданных валов в тележках:

*а, б* - при опирании колес на ровную горизонтальную поверхность;

*в, з* - при крайних положениях балансиров

К недостаткам рассматриваемой схемы привода следует отнести усложнение конструкции, увеличенную неподрессоренную массу, повышенные потери в трансмиссии, значительные нагрузки, действующие на подшипники балансира и балку тележки. Кроме того, принятые для этой схемы основные технические решения практически неприменимы для одиночного непроходного ведущего моста, рассчитанного на вдвое меньшую номинальную нагрузку по сравнению с двухосной тележкой и устанавливаемого на автомобиль с колесной формулой 4x2 или 4x4. В частности, основные детали бортовых редукторов тележки в большинстве случаев непригодны для использования в бортовых или колесных редукторах такого ведущего моста. Унификация в данном случае возможна только по центральным редукторам. Однако установка центрального редуктора тележки с комбинированным приводом на одиночный непроходной ведущий мост с вдвое меньшей номинальной нагрузкой по сравнению с двухосной тележкой, приведет к утяжелению этого моста, поскольку для него требуется центральный редуктор меньшей размерности. В тоже время центральный редуктор тележки с комбинированным приводом может быть установлен в ведущем непроходном мосту с такой же, как и у тележки, номинальной нагрузкой.

## Заключение

1. По совокупности свойств требованиям, предъявляемым к современным автомобилям, в наибольшей степени соответствуют трансмиссии с мостовой раздачей крутящего момента и групповым приводом мостов, что объясняется их более простой конструкцией, низкой стоимостью изготовления и относительно малой массой.

2. Наиболее просто вопросы унификации элементов главных передач решаются при использовании трансмиссий с мостовым и бортовым приводом.

3. При прочих равных условиях в автомобилях с бортовым приводом в трансмиссии возможна установка меньшего числа дифференциальных механизмов, что упрощает управление автомобилем.

4. При бортовой раздаче крутящего момента проходные и непроходные бортовые редукторы наиболее рационально разрабатывать на основе одинарных конических передач вследствие их простой конструкции, небольшой стоимости изготовления и высокого КПД.

5. Минимальные радиусы поворота (вплоть до разворота на месте) могут быть получены на автомобилях с бортовой раздачей крутящего момента. Причем разворот на месте может быть реализован как при бортовом повороте, так и кинематическом способе управления.

6. Трансмиссии с бортовым или комбинированным приводом рационально применять по компоновочным соображениям, например, с целью снижения высоты центра тяжести автомобиля или получения заданного внутреннего объема грузового отделения в автомобилях с несущим корпусом. Тем не менее, в ряде случаев компоновка автомобилей, оснащенных трансмиссией с мостовым приводом, может быть улучшена за счет перехода от зависимой подвески к независимой.

7. Большие хода колес и удовлетворительные условия работы приводной карданной передачи наиболее просто реализуются при использовании балансирных тележек с качающимися бортовыми редукторами (рис. 8).

8. В балансирных тележках с качающимися бортовыми редукторами между ведущими колесами одного борта возможна как блокированная, так и дифференциальная связь.

*Работа проводилась в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и «Московским государственным техническим университетом имени Н.Э. Баумана» на выполнение научно-исследовательских и опытно-конструкторских технологических работ по теме «Создание системы привода ведущих колес транспортных систем с независимой подвеской с осевой нагрузкой до 10 тонн» при финансовой поддержке Российской Федерации и Минобрнауки.*

## Список литературы

- [1]. Яскевич З. Ведущие мосты. Пер. с польск. Г.В. Коршунова. М.: Машиностроение. 1985. 604 с.
- [2]. Марголис С.Я. Мосты автомобилей и автопоездов. М.: Машиностроение. 1983. 160 с.
- [3]. Лахтюхов М.Г. Анализ кинематических схем проходных центральных редукторов главных передач // Наука и образование. МГТУ имени Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2015. № 07. С. 14–34. DOI: 10.7463/0715.0782771.
- [4]. Бабаджанян А.Х. Танки и танковые войска. 2-е изд., доп. М.: Воениздат. 1980. 432 с.
- [5]. Forum réserve opérationnelle: SERVIR & DEFENDRE / Quelques photos des AMX-10P qui gardent la place d'armes du quartier Desaix. Режим доступа: <http://alsacereserve.jeu.fr/t2829-quartier-desaix-92eem-ri-clermont-ferrand> (дата обращения: 1.12.2016)

- [6]. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин: учебник. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. 391 с.
- [7]. Платонов В.Ф., Кожевников В.С., Коробкин В.А., Платонов С.В. Многоцелевые гусеничные шасси / Под ред. В.Ф. Платонова. М.: Машиностроение. 1998. 342 с.
- [8]. Кадаков М. Трое на трое // Авторевю. 2005. №2. С. 21-41.