

## Статья 1. ВАЗ-2101 как основа вездехода.

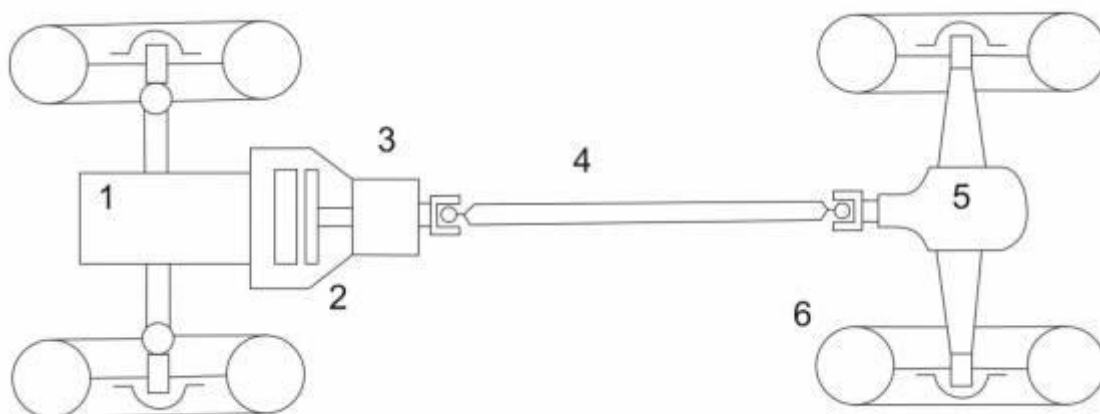
Рассмотрим, насколько правомочно использовать силовую установку автомобиля ВАЗ-2101 в качестве основы силовой установки легкого вездехода.

Будем рассматривать возможность создания вездехода с полной массой порядка 1500 кг (снаряженный вездеход + 2 человека + небольшой груз).

Принято считать, что силовая установка автомобиля состоит из двигателя (обычно это двигатель внутреннего сгорания), трансмиссии и движителя. У автомобиля движителем являются колеса. У вездехода движителем являются гусеницы или колеса. По типу движителя вездеходы делятся на два больших класса – гусеничные и колесные вездеходы.

Не будем останавливаться на различиях, преимуществах и недостатках гусеничных и колесных вездеходов. Этому посвящено огромное количество форумов. Наша задача – показать на простейшем примере, как можно на базе распространенного автомобиля ВАЗ сделать как гусеничный, так и колесный вездеход с минимальным объемом переделок силовой установки автомобиля. Проще говоря, наша задача – использовать автомобиль в максимально возможном объеме в качестве донора при строительстве вездехода своими собственными руками.

Обычно силовую часть автомобиля принято представлять в виде рисунка, на котором в условном графическом виде обозначаются основные узлы автомобиля. Еще такой рисунок можно назвать компоновочной схемой автомобиля, который отражает примерное расположение и взаимосвязь узлов автомобиля.



Здесь 1- двигатель, 2 – сцепление, 3 – коробка переключения (или перемены) передач (КПП), 4- карданный вал, 5 – мост, 6 – колесо.

Рис, 1

Все, что расположено между двигателем и движителем (колесом), называется трансмиссией. Будем полагать, что читающие статью знают назначение основных узлов автомобиля или, по крайней мере, готовы найти о них информацию в литературе или интернете.

Такая схема является наглядной и емкой, но не очень удобной для разработчика.

В дальнейшем схему взаимосвязи узлов мы будем представлять в несколько ином виде, и лишь при осмыслении компоновки будем использовать наглядные рисунки.

Достаточно удобным схему взаимосвязи узлов автомобиля рисовать в виде примитивных прямоугольников, изображающих значимые узлы.

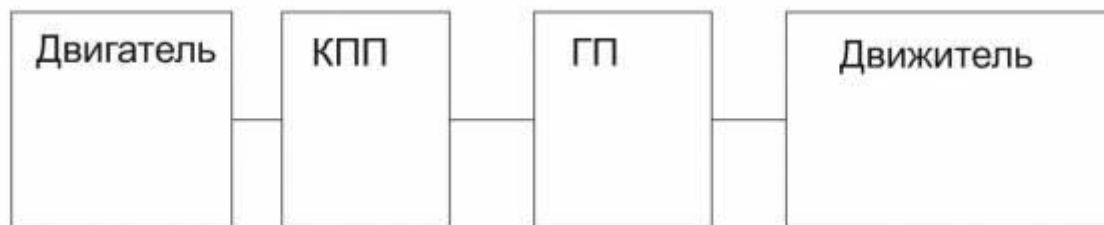


Рис.2

Еще проще и быстрее схему взаимосвязи узлов обозначать в виде текста в одну строку.

**Двигатель – КПП – ГП – Движитель**

где ГП – главная передача – наиболее значимая для нас часть моста автомобиля. То, что пропущены такие узлы, как сцепление, карданный вал, дифференциал и другие узлы означает только лишь то, что сейчас они не важны для изложения базовой идеи.

Нас пока не интересуют скоростные качества будущего вездехода. Нас интересует возможность его создания с точки зрения прочностных характеристик отдельных узлов и всего вездехода в целом.

Поэтому пока нас интересуют только силы (и их величины), которые возникают в силовой установке автомобиля и то, как они воздействуют на узлы и агрегаты транспортного средства.

Двигатель ВАЗ-2101 при мощности 64 л.с. (47,2 КВт) развивает максимальный крутящий момент 87,3 Нм при 3400 об/мин.

Вот на этом достоверные заводские сведения заканчиваются и начинаются вычисления, которые, как уже говорилось на главной странице, могут и не отражать максимально возможные нагрузки, но позволяют вычислить те значения сил, которые узлы воспринимать обязаны.

Простраиваем следующую логику вычислений.

Коробка переключения передач (КПП) может на входе принять крутящий момент от двигателя без риска повреждения. Самый большой крутящий момент на выходе КПП может создать, когда максимальное передаточное число (ПЧ) КПП ВАЗ-2101 составит 3,67 на первой передаче. Следовательно, на выходе КПП максимальный крутящий момент составит  $87,3 \text{ Нм} \times 3,67 = 320 \text{ Нм}$ . Таким образом, КПП может принять на входе без риска повреждения крутящий момент 87,3 Нм и создать на выходе крутящий момент 320 Нм.

Соответственно на главную передачу (ГП) заднего моста ВАЗ-2101 может поступить максимальный крутящий момент 320 Нм, при этом ГП может создать на выходе моста суммарный (на двух полуосях в сумме) крутящий момент  $320 \text{ Нм} \times 4,3 = 1376 \text{ Нм}$ . 4,3 – это передаточное число главной передачи моста ВАЗ-2101.

Запомним все эти крайне полезные цифры.

Самое время посчитать максимальную тягу автомобиля. Для этого максимальный крутящий момент на выходе моста делим на радиус колеса и переводим Ньютоны в кгс (килограмм-сила). Диаметр колеса ВАЗ-2101 составляет 575 мм, радиус, соответственно, 287,5 мм или приблизительно 0,29 метра.

$$1376 \text{ Нм} / 9,8 / 0,29 = 484 \text{ кгс}.$$

Схема силовой установки автомобиля приобретает следующий вид.



Рис, 3

Схема автомобиля стала удобной для наглядного представления того, как и какие крутящие моменты возникают в узлах автомобиля.

В строчечной записи это будет выглядеть так.

**ДВС ВАЗ-2101 (87,3 Нм) – КПП (320 Нм) – ГП (1376 Нм) – Движитель (484 кгс)**

Здесь цифры показывают, какую максимальную силу создает применяемый узел на выходе.

При полной массе автомобиля 1355 кг автомобиль создает тягу 484 кгс.

Это достаточно для автомобиля, но слишком мало, чтобы непосредственно из ВАЗ-2101 сделать вездеход. Тяга трансмиссии ВАЗ-2101 составляет лишь треть от массы автомобиля – донора с пассажирами и грузом, а нам надо, чтобы тяга была сопоставима с рабочей массой вездехода (правило номер пять).

Что делать?

Прежде всего, вспомнить, что существует правило номер два, согласно которому минимальная скорость вездехода должна составлять 1 км/час.

А какова скорость автомобиля ВАЗ-2101 на первой скорости при 1000 об/мин двигателя?

Рассчитаем ее. Сначала делим 1000 об/мин на ПЧ первой передачи КПП 3,67 и получаем, что на выходе КПП число оборотов составит 273,5 об/мин. Теперь делим полученный результат на ПЧ ГП = 4,3 и получаем число оборотов полуосей моста – 63,4 об/мин. Длина окружности колеса ВАЗ-2101 составляет  $575 \times 3,14 = 1806 \text{ мм} = 1,8 \text{ м}$ . За минуту автомобиль передвинется на  $63,4 \text{ об/мин} \times 1,8 \text{ м} = 114 \text{ м}$ . За час автомобиль проедет  $114 \times 60 = 6840 \text{ м}$ .

Таким образом, минимальная скорость автомобиля ВАЗ-2101 при 100 об/мин составит 6,84 км/час. Слишком много для требуемого нам вездехода. Ее нужно как-то понизить.

Рассмотрим два варианта вездеходов.

1. Колесный вездеход. Пусть диаметр колеса составляет 1700 мм. Тогда при соединении такого колеса непосредственно с мостом автомобиля минимальная скорость вездехода увеличится пропорционально соотношению диаметров колес вездехода и автомобиля - донора:

$$6,84 \text{ км/час} \times 1700 / 575 = 20,2 \text{ км/час}.$$

Нам же требуется минимальная скорость 1 км/час. Для получения такой скорости требуется установка понижающего обороты редуктора (который называется бортовым редуктором) между мостом и колесом с передаточным числом (ПЧ) равным 20,2. Создание такого редуктора – дело непростое. Но оно того стоит. Пока этот момент опустим и посчитаем тягу вездехода с таким редуктором. Для этого максимальный крутящий момент на выходе моста умножается на ПЧ бортового редуктора и делится на радиус колеса.

$$1376 \text{ Нм} \times 20,2 / 0,85 / 9,8 = 3336 \text{ кгс.}$$

Максимальная тяга вездехода составит 3336 кгс, что намного больше того, что нам требуется для уверенного передвижения вездехода по любой местности. Более того, такая тяга позволяет осуществлять любой тип бортового поворота, о чем будет рассказано в дальнейшем.

2. Гусеничный вездеход. Сейчас очень принято использовать в качестве ведущей звездочки гусеницы колесный диск автомобиля-донора с наваренными на него зацепами. Диск диаметром 13 дюймов имеет внешний диаметр 330 мм. Значит, по сравнению с автомобилем – донором минимальная скорость вездехода уменьшится пропорционально соотношению диаметров диска и колеса автомобиля. Считаем:

$$6,84 \text{ км/час} / 575 \times 330 = 3,9 \text{ км/час.}$$
 Пока еще очень много для минимальной скорости вездехода.

Значит, нам надо понизить скорость еще в 3,9 раза при помощи бортового редуктора (БР). Первое, что приходит на ум из готовых промышленных узлов – это бортовой редуктор вездехода ГАЗ-71. Не будем пока рассчитывать его нагрузочные способности, чтобы не перегружать текст статьи. Пока скажу, что этот редуктор точно подходит. Считаем тягу борта.

$$1376 \text{ Нм} \times 3,9 / 0,165 / 9,8 = 3318 \text{ кгс.}$$

Суммарная тяга вездехода составит 3318 кгс, что также численно намного больше полной массы вездехода (1500 кг).

Заметьте, что абсолютная тяга гусеничного и колесного вездехода при одинаковом автомобиле – доноре практически совпали. И это понятно, поскольку мы в расчетах руководствовались главным правилом проектирования вездехода – обеспечением минимальной скорости вездехода 1 км/час.

Итак, для создания гусеничного вездехода полной массой 1500 кг требует самый обычный автомобиль ВАЗ-2101 и два бортовых штатных редуктора ГАЗ-71 с ПЧ=3,9. Ничего свыше этого не требуется. Трансмиссия получается исключительно простая, с минимумом токарных и фрезерных работ.

С колесным вариантом несколько сложнее. Тут требуется оригинальный бортовой редуктор. Этот вопрос разберем позже.

В обоих случаях трансмиссия будет исключительно надежной, поскольку тяга, развиваемая вездеходом, будет вдвое превышать его массу. Никаких проблем при любой реализации бортового поворота любого типа, что для гусеничного варианта, что для колесного варианта вездеходов не ожидается в принципе.

Особо отметим, что для обоих вариантов вездеходов (гусеничного и колесного) схемы вездеходов совершенно одинаковы за исключением передаточного числа (ПЧ) бортового редуктора (БР).

Схемы вездеходов будут иметь следующий вид.

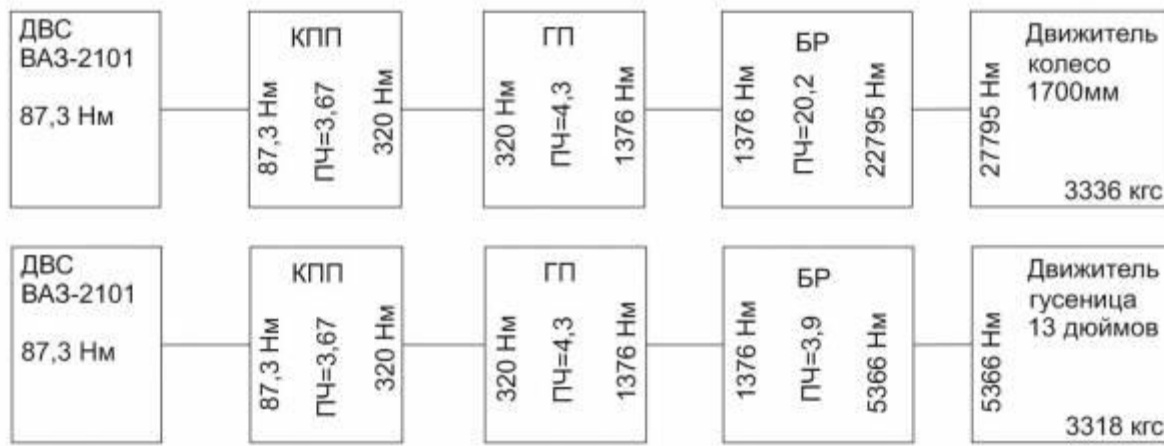


Рис. 4

Вместо силовой установки ВАЗ-2101 для варианта гусеничного вездехода можно целиком использовать двигатели вместе с коробкой переключения передач от автомобилей ВАЗ-2108 или ВАЗ-1111, а также любой подобный комплект от переднеприводной иномарки. Компактный силовой агрегат и два бортовых редуктора ГАЗ-71 – прекрасный набор для создания простого и надежного малого гусеничного вездехода полной массой до 3,5 тонн.

Вот так будет выглядеть более реалистичная схема трансмиссии гусеничного вездехода на базе силовой установки автомобиля ВАЗ-21083.

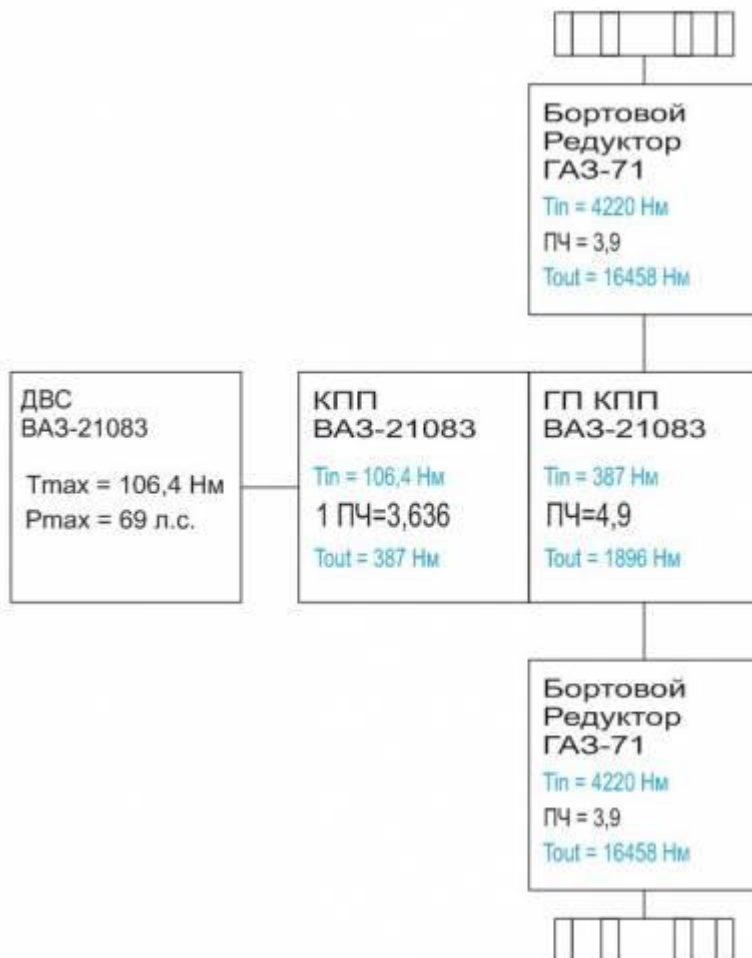


Рис. 5

Синим цветом обозначены рассчитанные значения, которые являются для узлов минимально гарантированными.  $T_{in}$  – максимальный крутящий момент на входе узла,  $T_{out}$  – максимальный крутящий

момент на выходе узла, 1 ПЧ – передаточной число первой передачи.

Из такой схемы уже можно предположить компоновочные решения вездехода.

В ряде случаев вместо бортового редуктора ГАЗ-71 можно использовать бортовой редуктор от переднего моста трактора Т-40.

<http://www.ltz.ru/item-14.html>

С колесными вездеходами все несколько сложнее.

## Статья 2. Основные ошибки при создании трансмиссий вездеходов.

Разберем часто встречающиеся ошибки при создании трансмиссий автомобиля и попробуем их исправить.

1. Одной из существенных ошибок является установка двигателя и двух коробок переключения передач, соответствующих этому двигателю. Делается такое обычно с целью увеличения числа передач. Ранее в статье

[http://off-roader.ru/publ/vaz\\_2101/1-1-0-1](http://off-roader.ru/publ/vaz_2101/1-1-0-1)

мы рассмотрели, как надо рассчитывать по максимальному крутящему моменту двигателя нагрузки, которые должны гарантированно выдерживать отдельные узлы автомобиля. По аналогии со схемами трансмиссий вездеходов из упомянутой выше статьи на основе узлов ВАЗ-2101 схему значимой части трансмиссии вездехода с двумя коробками переключения передач.



Рис. 1

Синим цветом обозначены рассчитанные значения, которые являются для узлов минимально гарантированными. Tin – максимальный крутящий момент на входе узла, Tout – максимальный крутящий момент на выходе узла, 1 ПЧ – передаточной число первой передачи.

На схеме видно, что между двигателем и первой коробкой переключения передач (КПП) может возникнуть максимальный крутящий момент 87,3 Нм, что соответствует норме. На выходе первой КПП максимальный крутящий момент может составить 320 Нм. Этот момент может оказаться на входе второй КПП. Но вход второй КПП рассчитан на крутящий момент не более 87,3 Нм. Если это не приведет к немедленному разрушению второй КПП, то она будет вполне в состоянии на первой передаче создать крутящий момент 1174 Нм. Этот крутящий момент поступит на главную передачу (ГП) моста, который рассчитан только на крутящий момент не более 320 Нм.

Таким образом, использование узлов ВАЗ-2101 при соединении двух КПП подряд приведет к сверхнормативным перегрузкам второй КПП и ГП моста. Делать такую трансмиссию категорически нельзя.

Как можно выйти из этого положения, если мы располагаем только узлами трансмиссии ВАЗ-2101 и необходимо большое число передач.

Можно использовать двигатель с максимальным крутящим моментом, в 3,67 раза меньшим, чем

максимальный крутящий момент двигателя ВАЗ-2101.

$$87,3 \text{ Нм} / 3,67 = 23,8 \text{ Нм}.$$

Получится следующая схема трансмиссии.



Рис. 2

Схема стала не слишком энерговооруженной, но сбалансированной по крутящим моментам схемой трансмиссии вездехода на узлах автомобиля ВАЗ-2101.

2. Второй достаточно распространенной ошибкой является использование двигателя переднеприводного автомобиля с родной коробкой переключения передач (КПП) и главной передачей (ГП) в составе коробки, которую нагружают на мост ВАЗ-2121 при создании гусеничного вездехода. Мост ВАЗ-2121 непосредственно приводит в движение ведущие звездочки гусениц. Авторы таких реализаций полагают, что понижение числа оборотов после двигателя главными передачами КПП и моста позволят получить довольно низкую минимальную скорость вездехода. Что же происходит на самом деле?

Схема такой трансмиссии выглядит следующим образом.



Рис. 3

На схеме хорошо видно, что трансмиссия хорошо сбалансирована по крутящим моментам до выхода из ГП КПП. На выходе ГП КПП ВАЗ-21083 при передаточном числе (ПЧ) 4,9 крутящий момент может составить 1896 Нм, а на мост ВАЗ-2121 можно подавать только 529 Нм. Перегрузка моста будет более, чем в три раза. Такую трансмиссию делать категорически нельзя.

Что делать? Обязательно необходимо поменять мост ВАЗ-2121 на существенно более мощный. Практически идеальным решением будет применение в качестве моста, приводящего в движение ведущие звездочки гусеницы, заднего моста УАЗ Хантер.

Рассчитаем максимальный крутящий момент моста УАЗ Хантер.

Двигатель ЗМЗ-51432, устанавливаемый на УАЗ Хантер, выдает максимальный крутящий момент 270 Нм.

Первая передача КПП УАЗ Хантер имеет передаточное число 3,83.

На выходе КПП максимальный крутящий момент будет равен

$$270 \text{ Нм} \times 3,83 = 1034 \text{ Нм}$$

На выходе штатной раздаточной коробки УАЗ Хантер максимальный крутящий момент может составить

$$1034 \text{ Нм} \times 1,94 = 2006 \text{ Нм}$$

Таким образом, мост УАЗ Хантер обязан воспринять крутящий момент как минимум 2006 Нм.

Схема трансмиссии становится такой.



Рис. 4

Схема трансмиссии гусеничного вездехода стала полностью сбалансированной по крутящим моментам.

Из изначально неправильной схемы трансмиссии получили очень удачную схему с огромным потенциалом. Силовая установка малого гусеничного вездехода будет состоять всего из двух компактных узлов – двигателя ВАЗ-21083 с коробкой переключения передач и заднего моста УАЗ Хантер.

Есть повод посчитать тягу и минимальную скорость вездехода.

Довольно часто в качестве ведущей звездочки гусеницы вездехода применяют автомобильный диск на 13 дюймов (диаметр 330 мм). Радиус такой звездочки 0,165 м.

Делим максимальный крутящий момент на выходе ГП моста на радиус звездочки.

$$8245 \text{ Нм} / 0,165 / 9,8 = 5099 \text{ кгс (килограмм-сила).}$$

Тяга вездехода огромная, что позволяет использовать силовую установку на основе такой схемы в вездеходах с полной массой до 2,5 тонн.

Считаем обороты полуосей моста при минимальной скорости.

$$1000 \text{ об/мин} / 3,636 (\text{ПЧ КПП}) / 4,9 (\text{ПЧ ГП КПП}) / 4,11 (\text{ПЧ моста}) = 13,66 \text{ об/мин.}$$

Вычисляем длину окружности ведущей звездочки гусеницы.

$$330 \text{ мм} \times 3,14 = 1,036 \text{ м.}$$

$$\text{За минуту вездеход проедет } 1,036 \text{ м} \times 13,66 = 14,15 \text{ м, за час } 14,15 \text{ м} \times 60 = 845 \text{ м} = 0,85 \text{ км.}$$

Минимальная скорость вездехода – 0,85 км/час, что даже несколько меньше требуемого 1 км/час. Многих



это очень устроит. Остальные могут вместо довольно редкой главной передачи КПП с ПЧ=4,9 применить гораздо более распространенную главную передачу с ПЧ=4,1.

Тогда минимальна скорость будет равна  $0,85 \times 4,9 / 4,1 = 1$  км/час

Получили практически идеальную трансмиссию гусеничного вездехода с одним единственным недостатком: мало передач.

На основе полученной схемы, безусловно, можно создать и колесный вездеход. Поставив между мостом и колесами бортовые редукторы.

**3.** Третьей распространенной ошибкой является установка избыточно мощных узлов и агрегатов. Это возникает как в результате переоценки перспектив поломки более компактных узлов, так и в результате вынужденного применения узлов, которые уже есть в наличии.

Предположим, что в схеме вездехода на основе ВАЗ-2101

[http://off-roader.ru/publ/vaz\\_2101/1-1-0-1](http://off-roader.ru/publ/vaz_2101/1-1-0-1)

нам захотелось вместо моста ВАЗ-2101 и бортовых редукторов поставить мост ГАЗ-66.

Например, у нас есть мост ГАЗ-66, и нет денег на бортовые редукторы.

Если поставить мост ГАЗ-66 сразу после КПП ВАЗ-2101, то ничего, кроме увеличения веса нам это не даст, а сам мост окажется сильно недогруженным. Попробуем его корректно встроить в схему трансмиссии и посмотреть, что из этого получится.

Двигатель ГАЗ-66 ЗМЗ 513 имеет максимальный крутящий момент 290 Нм.

Коробка переключения передач ГАЗ-66 имеет максимально передаточное число 6,55.

На выходе КПП максимальный крутящий момент составит  $290 \times 6,55 = 1900$  Нм.

На выходе раздаточной коробки ГАЗ-66 максимальный крутящий момент составит  $1900 \text{ Нм} \times 1,982 = 3766$  Нм. Соответственно на ГП ГАЗ-66 можно спокойно подавать крутящий момент 3766 Нм.

На выходе КПП ВАЗ-2101 максимальный крутящий момент – 320 Нм. Разница более, чем в 10 раз!!!!

Смотрим вариант гусеничного вездехода. Используем схему, расположенную в конце статьи

[http://off-roader.ru/publ/vaz\\_2101/1-1-0-1](http://off-roader.ru/publ/vaz_2101/1-1-0-1)

Главная передача ВАЗ-2101 и бортовой редуктор ГАЗ-71 имеют общее передаточное число  $4,3 \times 3,9 = 16,77$ .

Передаточное число ГП ГАЗ-66 равно 6,83.

Делим 16,77 на 6,83 и получаем 2,46. Именно такое передаточное число должен иметь редуктор, который мы должны установить между КПП ВАЗ-2101 и мостом ГАЗ-66, чтобы минимальная скорость вездехода была 1 км/час.

Получается следующая схема гусеничного вездехода.



Рис. 5

Мост ГАЗ-66 останется недогруженным в 4,8 раза. В качестве расплаты тут же получаем избыточный вес.

Вес моста ГАЗ-66 – 252 кг, вес моста ВАЗ-2101 – 52 кг, вес бортового редуктора ГАЗ-71 (или Т-40) порядка 35 кг. В сумме мост ВАЗ-2101 плюс два бортовых редуктора имеют массу 122 кг, что на 130 кг меньше моста ГАЗ-66. Массы разнятся в 2 раза!!!

В гусеничном вездеходе нет никакого смысла при рабочей массе вездехода 1500 – 3500 кг использовать мост ГАЗ-66.

В колесном варианте вездеход получается намного интересней.

Ставим между КПП ВАЗ-2101 и мостом ГАЗ-66 редуктор с  $ПЧ = 3766 \text{ Нм} / 320 \text{ Нм} = 11,77$  и получаем полностью нагруженный крутящим моментом мост. Колеса сразу ставим на мост.



Рис. 6

Передаточное число от КПП ВАЗ-2101 до колеса получаем  $11,77 \times 6,83 = 80,4$ .

Исходное ПЧ было  $4,3 \times 20,2 = 86,9$ . Соответственно, минимальная скорость вездехода с мостом ГАЗ-66 будет равна  $1 \times 86,9 / 80,4 = 1,08 \text{ км/час}$ .

Вполне нормально использовать в колесном вездеходе мост ГАЗ-66 вместо набора мост ВАЗ-2101 + 2 бортовых редуктора с ПЧ 20,2. Правда при этом придется решать вопрос редуктора с ПЧ 11,54 между КПП ВАЗ-2101 и мостом ГАЗ-66.

Для легких (полная масса 1500 кг) гусеничных вездеходов в качестве автомобиля – донора удобно использовать силовые установки заднеприводных и переднеприводных автомобилей. Гусениц – две, приводных колеса – тоже два.

Для легких колесных вездеходов с числом колес – 4 в качестве донора в большей степени подходят полноприводные автомобили.

Первым очевидным кандидатом на такую роль донора вездехода является автомобиль Нива.

Тут уже возникает значительное число вариантов применения узлов трансмиссии и всей силовой установки автомобиля Нива.

Максимальный крутящий момент доступных двигателей этого семейства составляет 135 Нм. Коробка переключения передач (КПП) имеет передаточное число 3,67 на первой передаче и 0,82 на пятой. Следовательно, КПП Нивы выдерживает на входе крутящий момент 135 Нм и при этом может создать на выходе крутящий момент до  $135 \text{ Нм} \times 3,67 = 495 \text{ Нм}$ .

После КПП у Нивы подключена двухскоростная раздаточная коробка (РК) с передаточными числами (ПЧ) 1,2 и 2,135. РК снабжена блокировкой дифференциала и именно по этой причине она обязана на каждом из двух выходных валов выдерживать крутящий момент  $495 \text{ Нм} \times 2,135 = 1057 \text{ Нм}$ . Итак, РК Нивы может выдержать крутящий момент на входе 495 Нм и создать на выходе крутящий момент 1057 Нм. В этом месте (выход РК) начинается конфликт раздаточной коробки с мостами. Наличие блокировки дифференциала означает, что на выходе РК может появиться крутящий момент 1057 Нм, а мост Нивы может выдержать только половину этой нагрузки (528 Нм), поскольку это обычный (пусть и немного усиленный) мост семейства ВАЗ-2101 – ВАЗ-2107. В обычной жизни РК при блокировке дифференциала жестко связывает и приводит в движение два колеса Нивы – одно переднее и одно заднее, распределяя между ними избыточный крутящий момент.

Именно по этой причине ни в коем случае нельзя ставить на Ниву блокировки дифференциалов мостов. Эти блокировки неизбежно приводят к поломке полуосей мостов.

Нам при конструировании трансмиссии также следует придерживаться этого правила: если вы собираетесь делать блокировку дифференциала моста, то замените мост на более мощный. Какой? Выясним это позже.

Обычные мосты Нивы имеют  $\text{ПЧ} = 3,9$ .

Рассмотрим вариант колесного вездехода с переломной рамой или поворотными колесами. Здесь всю силовую установку Нивы будем использовать в полном объеме. Снова в качестве отправной точки берем минимальную скорость вездехода 1 км/час при 1000 об/мин двигателя. Делим 1000 об/мин на ПЧ 1-ой передачи КПП (3,67), затем на ПЧ пониженной передачи РК (2,135), затем на ПЧ главной передачи (ГП) моста (3,9) и получаем:

$$1000 / 3,67 / 2,135 / 3,9 = 32,7 \text{ об/мин.}$$

32,7 – это число оборотов в минуту полуосей мостов при минимальной скорости вездехода.

Возьмем для примера колеса чуть более скромного диаметра – 1300 мм, что позволит проектируемую трансмиссию сравнить с трансмиссией популярного вездехода ДИФ-4.

Длина окружности колеса 1300 мм  $\times 3,14 = 4,08 \text{ м}$ . 1 км/час = 16,7 м/мин. При минимальной скорости колесо за минуту совершит  $16,7 / 4,08 = 4,1$  оборота.

Поскольку за минуту при минимальной скорости полуоси совершают 32,7 оборота, то между мостом и колесом необходимо установить бортовой редуктор (БР) с передаточным числом  $32,7 / 4,1 = 8$ .

Получилась следующая схема трансмиссии колесного вездехода.



Рис.1

Подчеркну, что это вариант использования двигателя, трансмиссии и прочих узлов Ваз-2121 Нивы в максимально большом объеме. Из явных преимуществ схемы перед предыдущими схемами является наличие 10 скоростей, что в значительной степени снимает неудобство малой максимальной скорости вездехода.

При минимальной скорости 1 км/час максимальная скорость вездехода при 5600 об/мин составит  $1 \text{ км/час} \times 5600 \text{ об/мин} / 1000 \text{ об/мин} \times 2,135 \text{ (1 ПЧ РК)} / 1,2 \text{ (2 ПЧ РК)} \times 3,67 \text{ (1 ПЧ КПП)} / 0,82 \text{ (5 ПЧ КПП)} = 44,6 \text{ км/час}$ . Очень и очень неплохой результат.

Огромным преимуществом схемы является возможность включения блокировки главной передачи (ГП) раздаточной коробки (РК) только при необходимости. В обычном режиме все колеса движутся независимо, что самым благоприятным образом сказывается на проходимости по местности с сильно развитым рельефом и на ресурсе трансмиссии. Блокировку следует включать только при плохом сцеплении с почвой, когда жесткая связь колес между собой уже не столь пагубно сказывается на ресурсе трансмиссии.

Очень не рекомендую делать блокировку мостов. Лучше сделать отдельное торможение по бортам. Преимущество такого метода торможения рассмотрим в другой специализированной статье.

Что можно посоветовать по поводу бортового редуктора? Можно сделать двухступенчатый цепной редуктор, что, к сожалению, многие не любят. Такое решение трансмиссии позволяет обратить максимальное внимание на единственный сложный самодельный узел – бортовой редуктор (БР).

Можно пойти другим путем - найти ГП мостов Нивы с ПЧ более 4 и поставить бортовые редукторы ГАЗ-71 с ПЧ тоже более 4. Минимальная скорость при этом будет несколько больше 1 км/час, но не настолько принципиально, чтобы отказаться от варианта трансмиссии, собранной на узлах заводского изготовления. Минимальная скорость будет порядка 2 км/час, что вполне допустимо для большинства типов почв. Кроме того, повышение минимальной скорости вдвое означает и повышение максимальной скорости вдвое, что позволит вездеходу двигаться с динамикой небольшого грузового автомобиля.

Итак, вполне жизнеспособен вариант колесного вездехода с колесами 1300 мм и силовой установкой Нивы (двигатель, КПП, РК, мосты) плюс четыре бортовых редуктора ГАЗ-71. Это точно будет не хуже, чем трансмиссия ДИФ-4. И намного проще в реализации.

Еще лучше этот вариант с колесами БЕЛ-79.

Считаем тягу вездехода. На выходе РК максимальный крутящий момент будет 1057 Нм. Суммарный крутящий момент на колесах будет равен  $1057 \text{ Нм} \times 3,9 \text{ (ПЧ ГП)} \times 8 \text{ (ПЧ БР)} = 32978 \text{ Нм}$ . Делим полученный момент на радиус колеса и получаем  $32978 / 0,65 / 9,8 = 5177 \text{ кгс}$ . Абсолютно чудовищная тяга, превышающая полную массу вездехода более чем в три раза. Фактически это вариант для любителей

динамичной езды. Будем считать, что запас – дело неплохое. Получили исключительно удачную тяговитую схему трансмиссии легкого колесного вездехода. Основные ходовые качества вездехода будут как минимум не хуже, чем у популярного вездехода ДИФ-4 при несравнимо более дешевой комплектации. Десять скоростей – тоже немаловажное преимущество перед ДИФ-4.

Рассмотрим теперь возможные реализации гусеничного и борtpоворотного колесного вездеходов. Если перед нами стоит задача сохранить независимость всех колес при движении по сильно развитому ландшафту, то схема на рис. 1 полностью подходит для борtpоворотного колесного варианта вездехода.

Если нас больше заботит вес вездехода (а также в случае гусеничной реализации вездехода), то необходимо расстаться с одним из мостов, поскольку он явно лишний. Сразу возникает проблема выравнивания крутящих моментов. Как это сделать? Ставить повышающий редуктор между раздаточной коробкой (РК) и мостом глупо. Убрать РК означает лишиться расширенного диапазона скоростей. Один из выходов следующий. Необходимо использовать двигатель с максимальным крутящим моментом, не превышающим  $135 / 2 = 67,5$  Нм. Это могут быть самые маломощные четырехцилиндровые двигатели ВАЗ с объемом двигателя до 1,2 литра. Можно дефорсировать двигатель Нивы. Можно использовать двигатели Оки или Матиза и аналогичные им. Главное – не превысить крутящий момент 67,5 Нм.

Считаем гусеничный вариант. Снова в качестве ведущей звездочки гусеницы используем автомобильный колесный диск диаметром 13 дюймов (330 мм). Длина окружности диска  $330 \text{ мм} \times 3,14 = 1 \text{ метр}$ .  $1 \text{ км/час} = 16,7 \text{ м/мин}$ . За минуту звездочка должна совершить  $16,7 / 1 = 16,7$  оборотов. Считаем ПЧ бортового редуктора (БР). Делим число оборотов полуосей моста при минимальной скорости (вычисляли выше) на число оборотов ведущей звездочки гусеницы и получаем  $32,7 / 16,7 = 1,96$ . Это уже совсем интересно в плане разнообразия реализаций. Можно формально предложить рассчитать цепной редуктор, можно предложить бортовой редуктор переднего моста трактора Т-40, можно пойти по пути подбора передаточных чисел. В последнем случае следует найти ГП моста с максимальным ПЧ, а также уменьшить диаметр ведущей звездочки гусеницы.

Схема трансмиссии гусеничного вездехода будет выглядеть так.

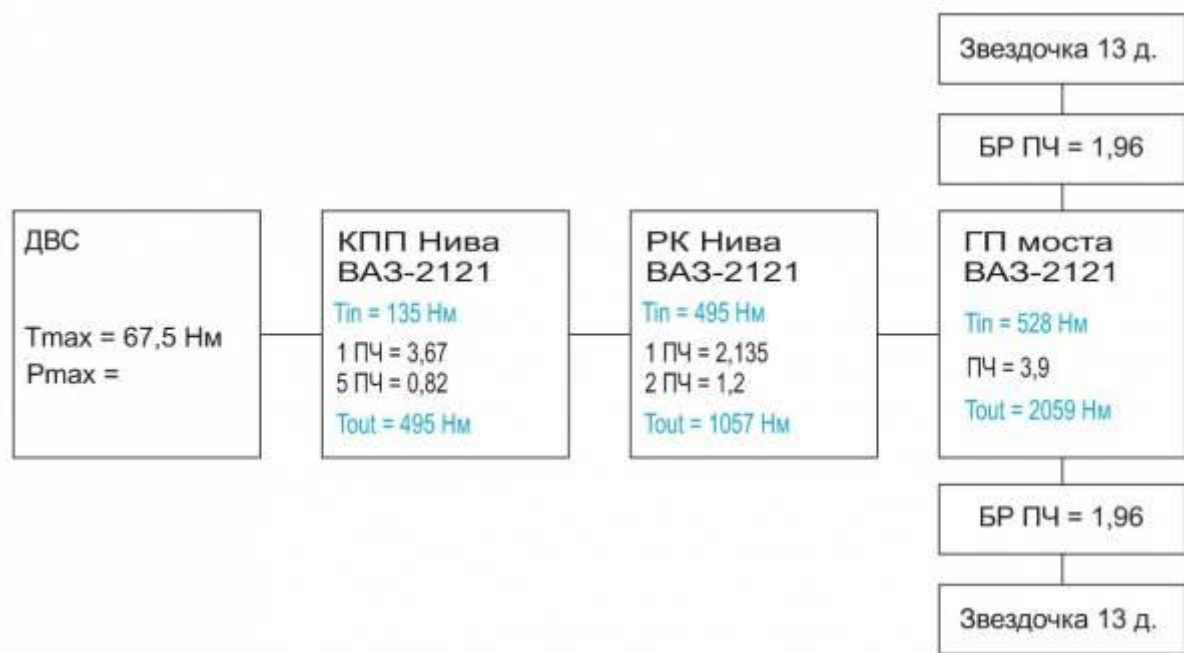


Рис. 2

Считаем тягу. На мост не должен поступать крутящий момент более 528 Нм.

$528 \text{ Нм} \times 3,9 \text{ (ПЧ ГП)} \times 1,96 \text{ ПЧ БР} / 0,165 \text{ (радиус ведущей звездочки гусеницы)} / 9,8 = 2496 \text{ кгс}$  (килограмм-сила), что также значительно превышает полную массу вездехода. Тяга борта будет составлять

1248 кгс, что гарантирует уверенный бортовой дифференциальный поворот.

Считаем колесный бортоворотный вариант. ПЧ бортового редуктора уже посчитано выше. ПЧ БР = 8. Тут ситуация совсем интересная. Если мы отказались от второго моста в угоду простоты и весу, то раздачу крутящего момента на колеса одного борта необходимо производить цепями. Именно для этого цепи и существуют, чтобы передавать крутящий момент на приличное расстояние. Если передаем момент цепью, то ничто не мешает сделать одноступенчатый цепной редуктор. Отсюда два решения. Либо от моста крутящий момент на колеса передается двухступенчатым цепным бортовым редуктором, либо от моста момент подается сначала на бортовой редуктор ГАЗ-71, а уже от БР ГАЗ-71 крутящий момент подается на колеса через одноступенчатый цепной бортовой редуктор (ЦБР).

С учетом особенностей реализации трансмиссии тяга такого вездехода составит ровно половину от рассчитанного выше колесного варианта и составит 2589 кгс. Никаких проблем с дифференциальным бортовым поворотом, естественно не будет.

Схема трансмиссии колесного бортоворотного вездехода будет выглядеть так.

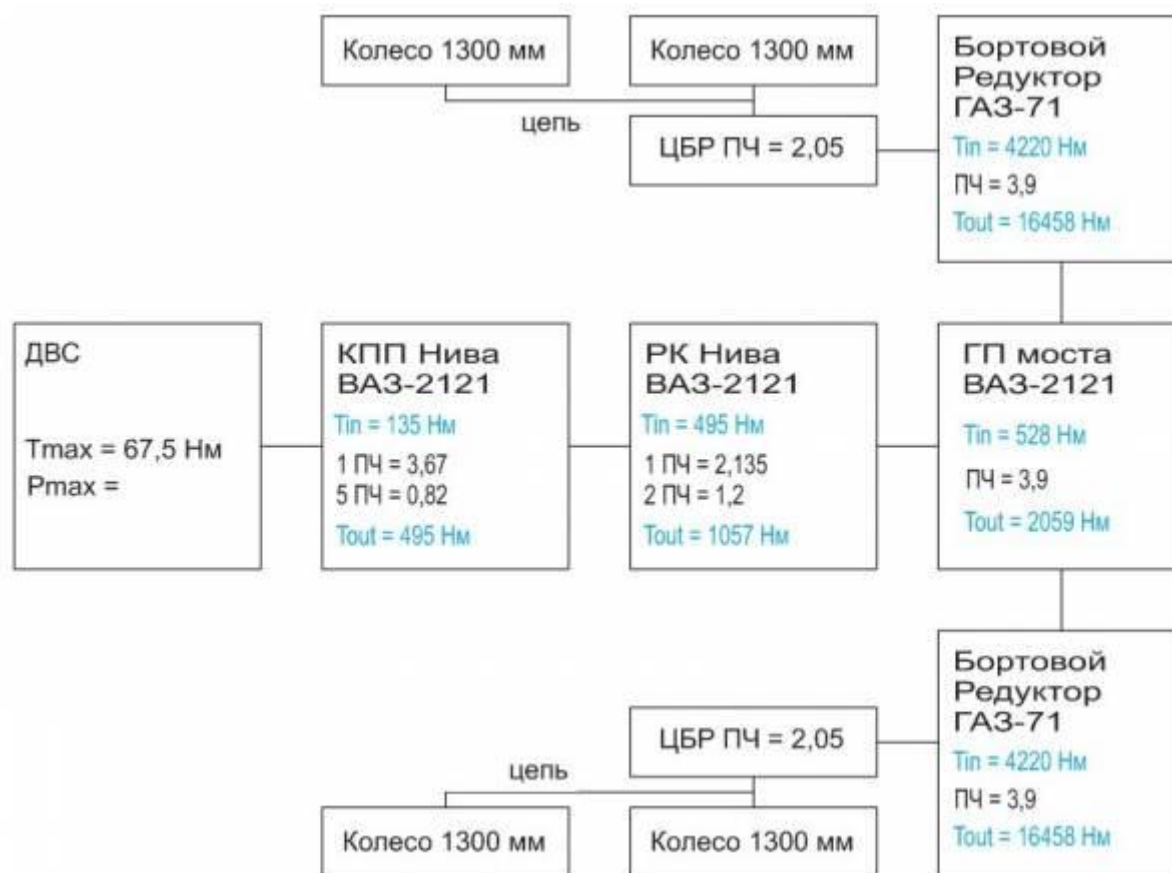


Рис. 3

Очень интересный вариант трансмиссии гусеничного вездехода получается, если оставить от Нивы двигатель, КПП и РК, а в качестве моста выбрать мост от УАЗа с максимально возможным передаточным числом главной передачи (ПЧ ГП = 5,38). В качестве приводной (ведущей) звездочки гусеницы выберем колесный диск автомобиля Ока на 12 дюймов. 12 дюймов = 304,8 мм. Радиус колеса 0,15 м. Длина окружности звездочки 0,957 м. 1 км/час = 16,7 м/мин. За минуту звездочка должна при минимальной скорости совершить  $16,7 / 0,957 = 17,45$  оборота.

Считаем число оборотов полуосей моста при минимальной скорости.

$$1000 \text{ об/мин} / 3,67 (1 \text{ ПЧ КПП}) / 2,135 (1 \text{ ПЧ РК}) / 5,38 (\text{ПЧ ГП моста}) = 23,72 \text{ об/мин.}$$

Разница между оборотами полуосей и ведущей звездочки гусеницы при минимальной скорости не столь значительна, чтобы ставить бортовой редуктор. Схема трансмиссии вездехода получается очень простой.





Рис.4

Минимальная скорость вездехода будет равна  $1 \text{ км/час} \times 23,72 / 17,45 = 1,36 \text{ км/час}$ . Очень неплохой результат.

Считаем тягу. На выходе РК Нивы максимальный крутящий момент будет 1057 Нм.

$1057 \text{ Нм} \times 5,38 \text{ (ПЧ ГП моста)} / 0,15 \text{ (радиус звездочки гусеницы)} / 9,8 = 3868 \text{ кгс (килограмм-сила)}$ . Тяга вездехода численно в 2,6 раза больше полной массы вездехода. Очень высокое значение.

Максимальная скорость составит  $1,36 \text{ км/час} \times 5600 \text{ об/мин} / 1000 \text{ об/мин} \times 3,67 \text{ (1 ПЧ КПП)} / 0,82 \text{ (5 ПЧ КПП)} \times 2,135 \text{ (1 ПЧ РК)} / 1,2 \text{ (2 ПЧ РК)} = 60,6 \text{ км/час}$  при 5600 об/мин двигателя.

Получили схему скоростного тягового вездехода с минимальнейшими переделками заводских узлов.

Таким образом, на базе ВАЗ-2121 Нива мы получаем большое количество возможных реализаций вездеходов как гусеничных, так и колесных с очень большой тягой, гарантирующей отличный дифференциальный поворот.

Отдельным заслуживающим внимание вариантов максимального использования частей автомобиля - донора является сборка колесного вездехода на базе кузова ВАЗ-2121 Нива.

Вместо двигателя ВАЗ-2121 и коробки ВАЗ-2121 ставим двигатель от автомобиля Ока ВАЗ-11113 с максимальным крутящим моментом 44,1 Нм и коробку переключения передач автомобиля Ока с передаточным числом главной передачи 4,1.

Получается следующая схема трансмиссии.



Рис. 5

Из схемы видно, что раздаточная коробки Нивы немного перегружена крутящим моментом, что требует достаточно аккуратного управления таким вездеходом. В остальном схема трансмиссии вполне пригодна для реализации. Очень хорошим обстоятельством является отсутствие бортовых редукторов и использование деталей автомобиля ВАЗ-2121 Нива в максимально возможном объеме.

Считаем минимальную скорость вездехода.

$1000 \text{ об/мин} / 3,7 \text{ (ПЧ КПП)} / 4,1 \text{ (ПЧ ГП КПП)} / 2,136 \text{ (1 ПЧ РК)} / 3,9 \text{ (ПЧ ГП моста)} = 7,9 \text{ об/мин}$ . Это число оборотов полуосей мостов при минимальной скорости.

Длина окружности колеса  $1,3 \times 3,14 = 4,08 \text{ м}$ . За минуту вездеход проедет  $4,98 \text{ м} \times 7,9 \text{ об/мин} = 32,2 \text{ м}$ . За час вездеход проедет  $32,2 \text{ м} \times 60 = 1932 \text{ м}$ .

Минимальная скорость вездехода составит  $1,9 \text{ км/час}$ . Очень и очень неплохо с учетом отсутствия бортовых редукторов.

Тяга вездехода составит  $1057 \text{ Нм (выход РК)} \times 3,9 \text{ (ПЧ ГП моста)} / 0,65 \text{ (радиус колеса)} / 9,8 = 647 \text{ кгс}$ . Немного, но вполне хватит для очень легкого вездехода.

Если применить шины Бел-79 диаметром 1085 мм, то минимальная скорость будет  $1,6 \text{ км/час}$  а тяга 775, что существенно лучше, чем в варианте с колесами диаметром 1300 мм.

Здесь можно скачать PDF файл с нарисованными элементами трансмиссии.

[http://off-roader.ru/load/ehlementy\\_transmissii/1-1-0-3](http://off-roader.ru/load/ehlementy_transmissii/1-1-0-3)

#### **Статья 4. УАЗ-469 как основа легкого вездехода.**

В целом применение узлов и деталей УАЗ-469 при проектировании схемы легкого вездехода ничем особенным не отличается от использования узлов и деталей автомобиля ВАЗ-2121 Нива.

[http://off-roader.ru/publ/vaz\\_2121\\_niva\\_kak\\_osnova\\_legkogo\\_vezdekhoda/1-1-0-5](http://off-roader.ru/publ/vaz_2121_niva_kak_osnova_legkogo_vezdekhoda/1-1-0-5)

Но детали УАЗ-469 выдерживают большие крутящие моменты, чем аналогичные детали ВАЗ-2121, и именно это обстоятельство позволяет разработать исключительно удачные схемные решения для колесных вездеходов с диаметром колес в районе 1700 мм.

Особенности включения тех или иных узлов автомобилей в трансмиссию вездехода рассмотрены в трех предыдущих статьях, поэтому здесь будем рассматривать только конечные схемные решения.

Большую популярность приобрели вездеходы с переломной рамой. Это обусловлено тем обстоятельством, что узел поворота в таком вездеходе только один. Отсутствие поворота колес позволяет максимально использовать пространство между колесами в пределах одного борта. Схема с переломной рамой по распределению тяговых моментов обладает практически всеми преимуществами полноповоротного варианта. Переломная рама с двумя степенями свободы обеспечивает контакт всех четырех колес с почвой вплоть до момента опрокидывания, что позволяет в целом ряде случаев отказаться от развитой подвески автомобиля и блокировок мостов и раздаточных коробок.





Рис.1

В схеме вездехода использованы основные узлы только законченного заводского изготовления, что позволяет осуществить сборку вездехода в кустарных условиях, и позволяет отнести схему к очень удачным схемам трансмиссии легкого колесного вездехода. Небольшим недостатком схемы является наличие всего 4-5 передач и небольшая недогруженность мостов и бортовых редукторов.

Считаем минимальную скорость вездехода при числе оборотов двигателя 1000 об/мин.

Число оборотов колеса на минимальной скорости  $1000 \text{ об/мин} / 3,636 (1 \text{ ПЧ КПП}) / 4,4 (\text{ПЧ ГП КПП}) / 5,13 (\text{ПЧ ГП моста}) / 3,9 (\text{ПЧ бортового редуктора}) = 3,2 \text{ об/мин.}$

Диаметр колеса 1700 мм, длина окружности  $1,7 \text{ м} \times 3,14 = 5,34 \text{ м.}$

За минуту колесо пройдет  $5,34 \text{ м} \times 3,2 \text{ об/мин} = 17,1 \text{ м, за час } 17,1 \text{ м} \times 60 = 1026 \text{ м.}$

Минимальная скорость вездехода 1 км/час. Идеально.

Считаем тягу вездехода.

$1664 \text{ Нм (выход ГП КПП)} \times 5,13 (\text{ПЧ ГП моста}) \times 3,9 (\text{ПЧ БР}) / 0,85 \text{ м (радиус колеса)} / 9,8 = 3997 \text{ кгс (килограмм-сила).}$

Получили очень большую тягу для вездехода полной массой 1500 кг.

Предложенная схема может быть реализована именно в таком виде при создании бортоповоротного варианта вездехода, но при условии, что вездеходостроителя интересует полностью независимый привод всех колес. В таком варианте по основным ходовым характеристикам создаваемый вездеход должен превзойти популярный вездеход Алексея Гарагашьяна ДИФ-4.

Если стоит задача максимально уменьшить вес в бортоповоротном варианте, то можно убрать один мост и связать по одному борту колеса при помощи цепной передачи.

Поскольку в нашем варианте не стоит задача сделать цепной бортовой редуктор, то цепной привод можно сделать на относительно дешевых звездочках с числом зубьев 15.

Для выравнивания крутящих моментов схему придется несколько изменить.

Мост УАЗ-469 необходимо заменить на мост УАЗ Хантер, изменяются передаточные числа главной передачи коробки переключения передач и бортового редуктора.

Получилась следующая схема.

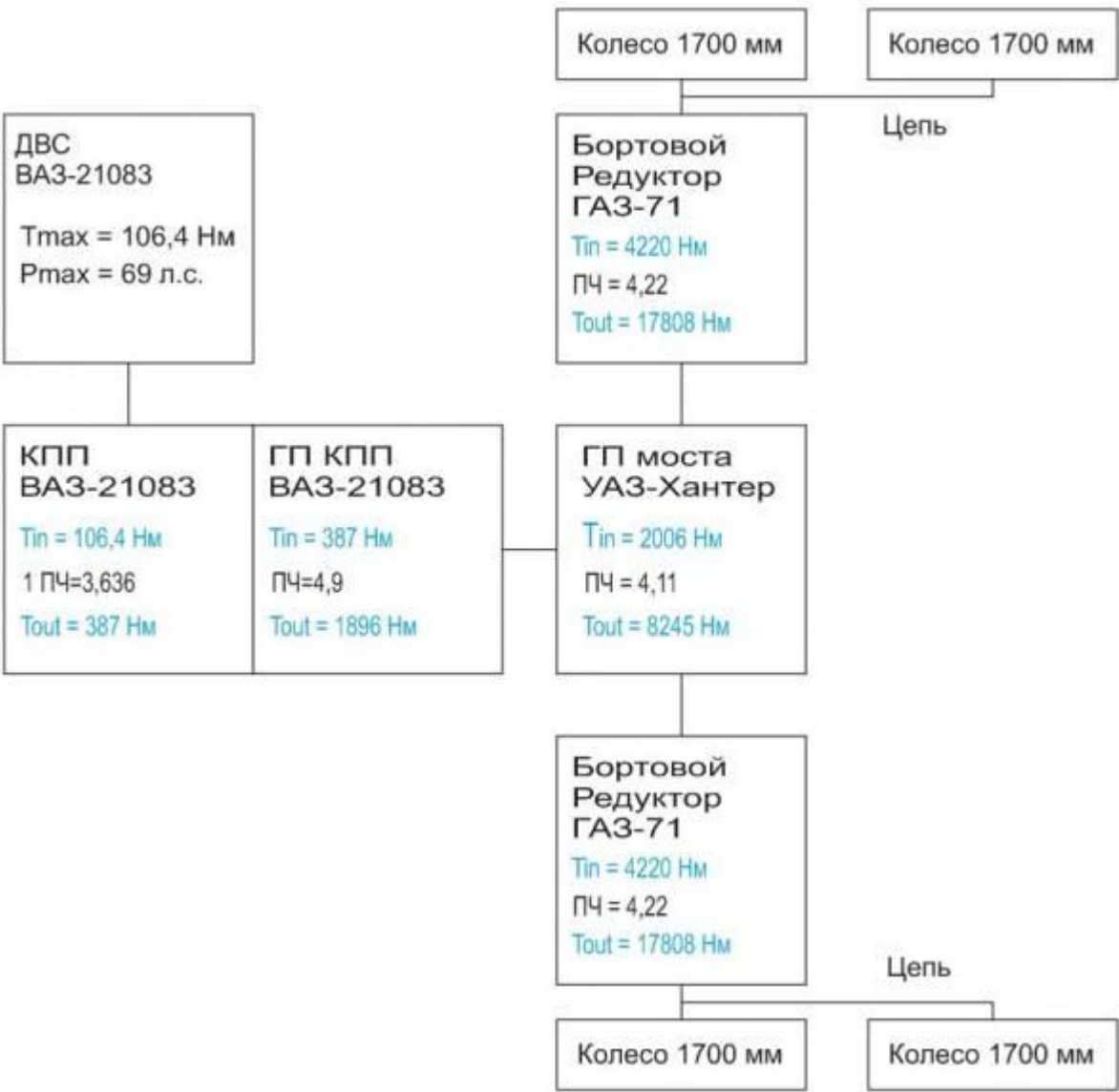


Рис. 2

Снова получилась схема, при реализации которой используются основные узлы только заводской сборки. По основным ходовым характеристикам вездеход соответствует вездеходу ДИФ-4 при несопоставимо более простой реализации.

Минимальная скорость вездехода составит 1 км/час.

Максимальная тяга составит 3948 кгс. При полной массе вездехода 1500 кг никаких проблем с дифференциальным поворотом не ожидается.

Попробуем максимально реализовать потенциал схемы, изображенной на рис. 1.

Для этого выровняем крутящие моменты путем добавления в сему раздаточной коробки автомобиля ГАЗ-66.

Получается следующая схема.

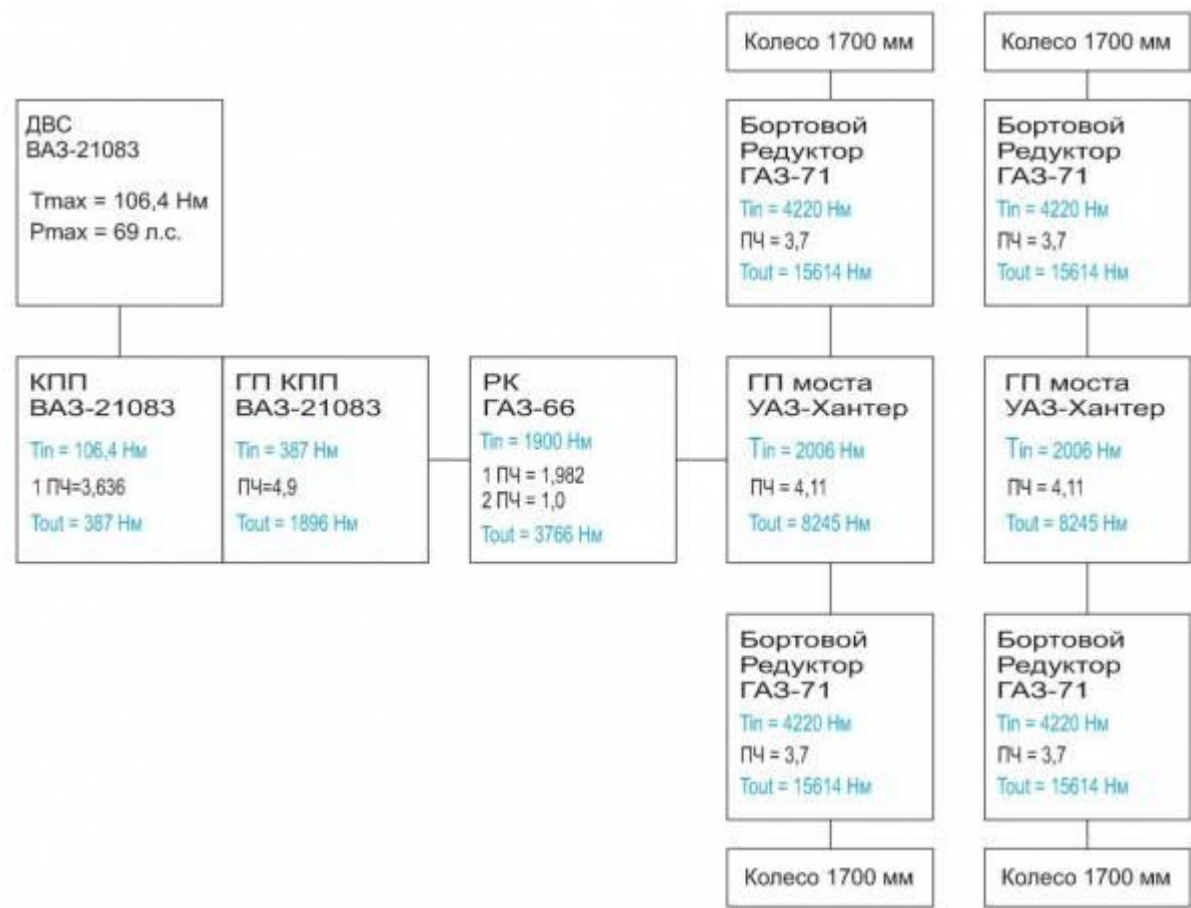


Рис. 3

Максимальные крутящие моменты всех использованных узлов практически пришли в соответствие друг другу. Количество передач увеличилось до 10. Снова все значимые узлы и агрегаты только заводского изготовления.

Минимальная скорость такого вездехода составит 0,6 км/час. Очень хорошо.

Максимальная тяга составит 6860 кгс. Исключительно высокая тяга для вездехода полной массой 1500 кг.

Фактически по такой схеме можно строить колесный вездеход с переломной рамой полной массой до 7 тонн.

Таким образом, на базе узлов автомобиля УАЗ можно создавать вездеходы с очень высокой энерговооруженностью и с использованием основных значимых узлов только заводского изготовления.

**Статья 5. Основы расчета цепного редуктора.**

В целом ряде случаев нас не устраивает использование бортовых редукторов заводского изготовления на основе шестеренок. Среди причин и значительный вес, и ограниченное число значений передаточных чисел. Часто приходится передавать крутящий момент на расстояние, измеряемое десятками сантиметров,

а то и метрами, и тогда возникает необходимость использования длинных валов, карданных передач и прочих механизмов для передачи крутящего момента на расстояние.

В этой связи часто на ум приходит мысль об использовании цепной передачи, которая счастливо сочетает в себе как возможность передачи крутящего момента, так и возможность преобразовать при необходимости крутящий момент и обороты ведущего двигателя. В целом ряде случаев цепная передача позволяет отказаться от недостаточно надежных гипоидных передач. Цепные редукторы, как правило, легче других типов редукторов. Такие редукторы гораздо проще интегрировать в движитель вездехода.

Вместе с тем практика применения цепных передач при строительстве легких вездеходов крайне удручающая. Даже в самых популярных вездеходах применение цепных редукторов сопровождается зачастую фатальными ошибками, что резко снижает надежность цепных приводов и дискредитирует саму идею применения цепных приводов в легких вездеходах.

В основе неправильного применения цепных приводов лежит глубоко ошибочное мнение о том, что достаточно подобрать цепь по критерию прочности, и ею можно приводить что угодно и в каких угодно условиях. Это не так. Когда мы применяем шестеренчатые редукторы, мы имеем дело с готовым производственным продуктом, который согласно заявленным параметрам обязан выдерживать определенные усилия на входе и создать определенные усилия на выходе. При этом является понятным, что конструкторы и разработчики приложили определенные усилия для расчета такого узла.

Точно такие же усилия должны быть приложены при создании цепной передачи. Но цепную передачу создает сам потребитель, и по этой причине усилия по расчету такой передачи он должен прикладывать либо сам, либо поручать такую работу компетентному специалисту.

Цепной привод – это не цепь и две звездочки. Цепной привод – это сложный механический привод, при создании которого необходимо соблюдать не один десяток технических условий. Только так можно создать механизм, который будет работать долго и очень надежно.

Вместе с тем, существует достаточно небольшой набор правил и ограничений, соблюдение которых позволит любому желающему буквально в течение часа рассчитать необходимый цепной редуктор, который прослужит верой и правдой многие тысячи часов.

Далее мы будем рассматривать цепные приводы и редукторы, которые только понижают (или оставляют без изменения) обороты двигателя и, соответственно, повышают крутящий момент. Это существенное ограничение, но именно такие редукторы в своей основной массе применяются в легких вездеходах.

Для расчета цепного редуктора вполне достаточно информации, которая содержится в ГОСТ 13568-97 «Цепи приводные роликовые и втулочные»

[http://off-roader.ru/load/gost\\_13568\\_97\\_cepi\\_privodnye\\_rolikovy\\_e\\_i\\_vtulochnye/1-1-0-5](http://off-roader.ru/load/gost_13568_97_cepi_privodnye_rolikovy_e_i_vtulochnye/1-1-0-5)

и замечательном учебнике

[http://off-roader.ru/load/chernavskij\\_s\\_a\\_kursovoe\\_proektirovanie\\_detalej\\_mashin\\_1988/1-1-0-4](http://off-roader.ru/load/chernavskij_s_a_kursovoe_proektirovanie_detalej_mashin_1988/1-1-0-4)

Я лишь изложу в краткой форме то, что необходимо знать для успешного расчета цепного привода легкого вездехода.

Перейдем непосредственно к правилам.

**Правило первое.** Необходимо применять только те цепи, тяговое усилие на которых в вездеходе не будет превышать установленной для данного типа цепи разрушающей нагрузки. Фактически только этим правилом пользуется подавляющее большинство тех, кто использует цепи при создании вездехода.

**Правило второе.** Не применяйте для цепных приводов звездочки с числом зубьев менее 15. Довольно неожиданное правило. Обусловлено оно тем, что при создании тягового усилия участвует некоторое

число роликов цепи, которые в данный момент контактируют со звездочкой. Производители цепей в соответствии с техническими условиями разрабатывают и производят цепи в соответствии с нагрузкой роликов цепи, при условии использования роликов на цепи с числом зубьев от 15. Если число зубьев менее 15, то необходимы дополнительные расчеты прочности цепи для применения в конкретных условиях. Если нет крайней необходимости, никогда и ни при каких условиях не применяйте звездочки с числом зубьев менее 15. Еще лучше – забудьте о существовании таких звездочек. Все дальнейшие расчеты только для звездочек с числом зубьев 15 и более.

**Правило третье.** Существует определенное расстояние между осями двух звездочек цепного привода (редуктора), при котором цепи и звездочки служат максимально долго.

Это расстояние вычисляется очень просто по формуле

$a = (30 \dots 50) \times t$ , где  $a$  – межосевое расстояние двух звездочек в мм,  $t$  – шаг цепи в мм.

То есть, межосевое расстояние довольно жестко привязано к шагу цепи и оптимальным значением будет расстояние, которое находится в пределах от 30 до 50 шагов цепи.

Для простоты сразу вычислим эти расстояния для цепей, используемых наиболее часто при строительстве легкого вездехода.

Цепь	Аналог по ИСО 606	Минимум	Максимум
ПР-9,525	06 В-1	286 мм	476 мм
ПР-12,7	08 В-1	381 мм	635 мм
ПР-15,875	10 В-1	476 мм	794 мм
ПР-19,05	12 А-1	572 мм	952 мм
ПР-25,4	16 А-1	762 мм	1270 мм
ПР-31,75	20 А-1	953 мм	1587 мм

Отклонения от этих расстояний возможны в пределах, оговариваемых правилами ниже, но в любом случае такое отклонение обозначает уменьшение срока службы цепи.

**Правило четвертое.** Для каждого типа цепи существует максимальное расстояние между осями звездочек цепного редуктора, превышение которого запрещено. Связано это с возникновением паразитных колебаний цепи при переменной нагрузке при слишком большой их длине.

Это расстояние вычисляется по формуле.

$a = 80 \times t$ , где  $a$  – межосевое расстояние двух звездочек в мм,  $t$  – шаг цепи в мм.

Для удобства также вычислим это расстояния для наиболее часто употребляемых при строительстве вездехода цепей.

Цепь	Аналог по ИСО 606	Максимальное межосевое расстояние
ПР-9,525	06 В-1	762 мм
ПР-12,7	08 В-1	1016 мм
ПР-15,875	10 В-1	1270 мм

ПР-19,05	12 А-1	1524 мм
ПР-25,4	16 А-1	2032 мм
ПР-31,75	20 А-1	2540 мм

**Правило пятое.** Существует минимальное расстояние между осями звездочек.

Нарушение этого правила, как правило, приводит к ускоренному износу звездочек, особенно малой, и частым порывам цепи.

Это расстояние вычисляется по формуле

$a = 0,6 (D1 + D2) + (30 \dots 50)$  мм, где  $a$  – межосевое расстояние двух звездочек в мм,  $D1$  и  $D2$  – диаметры звездочек в мм.

Здесь и далее под диаметром звездочек мы будем подразумевать так называемый делительный диаметр звездочек. Делительный диаметр – это расстояние от оси звездочки до центра оси ролика цепи, прилегающей к звездочке.

**Правило шестое.** По возможности ось ведущей звездочки следует располагать выше оси ведомой звездочки. Не следует без крайней необходимости делать угол между горизонтальной плоскостью и линией между осями звездочек цепного привода более 45 градусов. При большом подъеме (более 45 градусов) цепи установка натяжителя цепи обязательно. Правило не очень жесткое, но его соблюдение самым благоприятным образом сказывается на ресурсе цепи.

**Правило седьмое.** Линейная скорость цепи не должна превышать 7 м/сек. Очень важное правило.

**Правило восьмое.** Для каждого типа цепи существует предельная частота вращения малой звездочки цепи. Превышение этого параметра приводит к стремительному сокращению срока службы цепи. Исключительно важное правило, которое нарушается на многих вездеходах.

Для удобства приведем частоты вращения малых звездочек для различных цепей.

Цепь	Аналог по ИСО 606	Максимальная частота вращения малой звездочки.
ПР-9,525	06 В-1	2600 об/мин
ПР-12,7	08 В-1	1280 об/мин
ПР-15,875	10 В-1	1180 об/мин
ПР-19,05	12 А-1	900 об/мин
ПР-25,4	16 А-1	800 об/мин
ПР-31,75	20 А-1	600 об/мин

**Правило девятое.** Число зубьев малой звездочки необходимо выбирать согласно формуле:

$z1 = 31 - 2u$ , где  $z1$  – число зубьев малой звездочки,  $u$  – передаточное число редуктора.

**Правило десятое.** Число зубьев звездочки не должно превышать 120. Несоблюдение этого правила приводит к постоянному соскакиванию цепи.

**Правило одиннадцатое.** Передаточное число цепного редуктора не должно быть целым числом. Делается это для того, чтобы момент с впадин ведущей звездочки не передавался бы в процессе работы на одни и

те же впадины ведомой звездочки. По этой же причине очень желательно, чтобы отношения числа звеньев цепи к числу зубьев звездочек также не являлись бы целыми числами. Правило не очень строгое, но очень полезное для обеспечения максимальной долговечности всех частей цепного редуктора.

Соблюдение всех правил позволяет создать исключительно долговечный и надежный редуктор.

Для удобства приведем значения предельной разрушающей нагрузки для различных цепей.

Цепь	Аналог по ИСО 606	Разрушающая нагрузка в килоНьютонах.
ПР-9,525	06 В-1	9,1 кН
ПР-12,7	08 В-1	18,2 кН
ПР-15,875	10 В-1	22,7 кН
ПР-19,05	12 А-1	31,8 кН
ПР-25,4	16 А-1	60 кН
ПР-31,75	20 А-1	88,5 кН

Проверим, насколько эти достаточно несложные правила применяются в реальных вездеходах.

Возьмем для примера популярный колесный вездеход ДИФ-4 Алексея Грагашьяна.

Согласно авторской информации

<http://lunohodov.net/forum/viewtopic.php?t=8567&postdays=0&postorder=asc&start=45>

в вездеходе применяется дизельный двигатель Kubota V1505-T, который соединяется с коробкой переключения передач ВАЗ-2110, у которой главная передача имеет передаточное число 3,9. От коробки переключения передач крутящий момент передается цепью 16 В-1.

При худшем сценарии на пятой передаче КПП ВАЗ 2110 имеет коэффициент передачи 0,74.

[http://autumn.ru/vaz-2110/vaz-19306-10.m\\_id-1964.m\\_id2-1992.html](http://autumn.ru/vaz-2110/vaz-19306-10.m_id-1964.m_id2-1992.html)

При числе оборотов двигателя 3000 в минуту скорость вращения на выходе главной передачи коробки передач составит 1040 об/мин. Однако цепь 16 В-1 рассчитана только на 800 об/мин. Фактически это катастрофа для трансмиссии.

Цепь 16В-1 будет разрушать трансмиссию, причем не в тяжелых условиях движения, а при движении по хорошей дороге с максимальной скоростью.

В качестве примера произведем расчет цепного бортового редуктора для схемы трансмиссии на рис.1 со страницы

[http://off-roader.ru/publ/statja\\_4\\_uaz\\_469\\_kak\\_osnova\\_legkogo\\_vezdekhoda/1-1-0-6](http://off-roader.ru/publ/statja_4_uaz_469_kak_osnova_legkogo_vezdekhoda/1-1-0-6)

То есть попробуем вместо бортового редуктора ГАЗ-71 создать свой более легкий и, возможно, даже более дешевый редуктор.

По расчетам получили максимальную суммарную тягу вездехода 4000 кгс, или 1000 кгс на каждое колесо. Уже из этого понятно, что цепь будет достаточно мощной.

Передаточное число редуктора берем равное 3,9. Согласно правилу девять нам необходимо применить ведущую звездочку с числом зубьев 23. Тогда число зубьев большой звездочки будет более 80. Звездочки для мощных цепей с большим количеством зубьев весьма и весьма дороги. По экономическим соображениям мы сознательно нарушим правило девять и возьмем ведущую звездочку с минимально возможным количеством зубьев - 15. Тогда большая звездочка будет иметь  $15 \times 3,9 = 59$  зубьев.

Это тоже большое количество зубьев. На конечных цепных редукторах следует избегать больших передаточных чисел.

Теперь нам потребуется рассчитать делительный диаметр звездочки. Предположим, что мы будем использовать цепь ПР-25,4. Шаг звеньев цепи – 25,4 мм.

Делительный диаметр звездочки высчитывается по формуле

$$D = t / \sin (180 \text{ град} / z), \text{ где } z - \text{число зубьев звездочки, } t - \text{шаг цепи в мм.}$$

При числе зубьев 59 делительный диаметр звездочки составит 477 мм. Много, поэтому и дорого.

Считаем крутящий момент на оси колеса. Для этого тягу колеса умножаем на радиус колеса.

$$1000 \text{ кгс} \times 0,85 \times 9,8 = 8330 \text{ Нм.}$$

Теперь из крутящего момента колеса вычисляем тягу цепи. Для этого делим крутящий момент на делительный радиус звездочки.

$$8330 \text{ Нм} / 0,239 \text{ м} = 34854 \text{ Н.}$$

Это максимальная тяга, которую должна развить цепь. Убеждаемся, что эта величина меньше разрушающей нагрузки такой цепи. Если бы расчет показал, что разрушающая нагрузка меньше максимальной тяги цепи, то нам пришлось бы взять более мощную цепь. Если разрушающая нагрузка цепи было бы в несколько раз больше максимальной тяги цепи, то следовало бы взять цепь менее мощную и снова произвести весь расчет. Это называется подбором цепи под техническое задание.

В обязательном порядке проверяем выбор цепи на соответствие правилу восемь.

Выбираем стандартный вариант КПП ВА3-21083, у которой передаточное число пятой передачи равно 0,784.

Считаем обороты на входе цепного редуктора.

$$5600 \text{ об/мин (двигатель)} / 0,784 \text{ (5 ПЧ КПП ВА3-21083)} / 4,3 \text{ (ПЧ ГП КПП ВА3-21083)} / 5,13 \text{ (ПЧ ГП моста)} = 324 \text{ об/мин.}$$

Цепь ПР-25,4 выдерживает 800 об/мин. Правило восемь соблюдено.

Считаем линейную скорость цепи.

Для этого нам потребуется делительный диаметр звездочки на 15 зубьев. Считаем по приведенной выше формуле и получаем

$$D = 122 \text{ мм.}$$

$$\text{Линейная скорость цепи } V = 324 \text{ об/мин} \times 0,122 \text{ м} \times 3,14 = 124 \text{ м/мин} = 2,1 \text{ м/сек.}$$



Эта скорость полностью соответствует требованиям правила седьмого.

Расчет показал, что в данном конкретном примере можно (и нужно) для создания цепного бортового редуктора использовать цепь ПР-25,4 или ее европейский аналог 16 А-1.

## **Статья 6. Пределы применимости главной передачи ГАЗ-71 в трансмиссии легкого вездехода.**

Данная информация предназначена для тех, кто имеет базовые представления о проектировании и расчете трансмиссии легкого вездехода и понимает смысл крутящих моментов в узлах автомобиля и вездехода.

Если таких представлений нет, то в краткой форме их можно почерпнуть здесь:

[http://off-roader.ru/publ/vaz\\_2101/1-1-0-1](http://off-roader.ru/publ/vaz_2101/1-1-0-1)

В самостоятельном вездеходостроении появилась устойчивая тенденция замены парадигмы не оправдавшего надежды многих дифференциального поворота на фрикционный поворот.

Такая замена в большей степени продиктована не здравыми рассуждениями, а неудачным опытом использования дифференциальных механизмов в трансмиссиях вездеходов.

Основными аргументами противников дифференциального поворота является падение крутящего момента на иницирующей поворот гусенице и якобы пониженная надежность дифференциального механизма от автомобиля.

Вместо отработки надежных решений дифференциального поворота началось массовое увлечение поворотом фрикционным.

Технология фрикционного поворота по сути своей еще хуже технологии дифференциального поворота. И вот по каким причинам. Фактически фрикционный поворот – это езда на муфтах сцепления при условии частого манипулирования этими муфтами. Что в этом может быть хорошего, прогрессивного и надежного? Условия поворота зачастую требуют снятия потока мощности с борта вездехода с полной потерей тяги вездехода на этой стороне. Это катастрофа для транспортного средства, которое претендует на движение в любых условиях. При прямолинейном движении части трансмиссий обоих бортов вездехода жестко связаны между собой, что приводит к более высоким нагрузкам на трансмиссию по сравнению с дифференциальным вариантом, особенно на сильно развитой местности. При использовании дифференциального механизма поворота при движении по сильно развитой местности гусеницы (или пары колес борта) проходят разный путь. При фрикционном механизме гусеницы или пары колес борта в силу жесткой связи бортов вынуждены проходить одинаковый путь, что приводит к проволочиванию одного из бортов, что означает повышенные энергозатраты на преодоление бездорожья. По этим же причинам борт может потерять сцепление с почвой. У фрикционного механизма поворота число деталей больше, и это в основном детали трения.

Часто приходится слышать аргумент, что главная передача ГАЗ-71 (наиболее часто используемый механизм фрикционного поворота в легком вездеходе) намного надежнее дифференциала моста ВАЗ-2101.

Нашли что сравнивать – фрикционный механизм от снегоболотохода полной массой под 6 тонн и дифференциальный механизм легкового автомобиля полной массой немногим более тонны. Если хочется объективных сравнений, возьмите дифференциальный узел моста ГАЗ-66 и сравнивайте с главной передачей (ГП) ГАЗ-71. Во сколько раз дифференциал ГАЗ-66 прослужит дольше фрикционных накладок ГП ГАЗ-71? Несопоставимо дольше. Жизнь сыграла злую шутку с дифференциальным поворотом: огромный выбор дифференциалов автомобилей и отсутствие навыков расчетов трансмиссии приводит к установке на вездеходы относительно легких (и по этой причине слабых) дифференциалов с неизбежным разрушением их непосильными нагрузками.

Впрочем, не будем мешать ажиотажу и ожиданиям в отношении фрикционного поворота. Попробуем просто оценить, на что способна ГП ГАЗ-71, чтобы ее не постигла участь дифференциалов в ближайшем же будущем.

Из-за отсутствия должной информации буду производить расчет нагрузочных способностей ГП ГАЗ-71 на основе документации на снегоболотоход ГАЗ-34039.

[http://off-roader.ru/load/gaz\\_71\\_rukovodstvo\\_po\\_ehkspluatacii/1-1-0-1](http://off-roader.ru/load/gaz_71_rukovodstvo_po_ehkspluatacii/1-1-0-1)

Дизельный двигатель Д245.12С вездехода ГАЗ-34039 развивает максимальный крутящий момент 353 Нм. Двигатель соединен с 5-ступенчатой коробкой переключения передач (КПП), которая имеет на первой скорости передаточное число 6,555. В результате на выходе КПП может появиться максимальный крутящий момент

$$353 \text{ Нм} \times 6,555 = 2314 \text{ Нм.}$$

Далее крутящий момент поступает на двухскоростную дополнительную передачу, максимальное передаточное число которой составляет 0,96. Максимальный крутящий момент на выходе дополнительной передачи (ДП) составит

$$2314 \text{ Нм} \times 0,96 = 2221 \text{ Нм.}$$

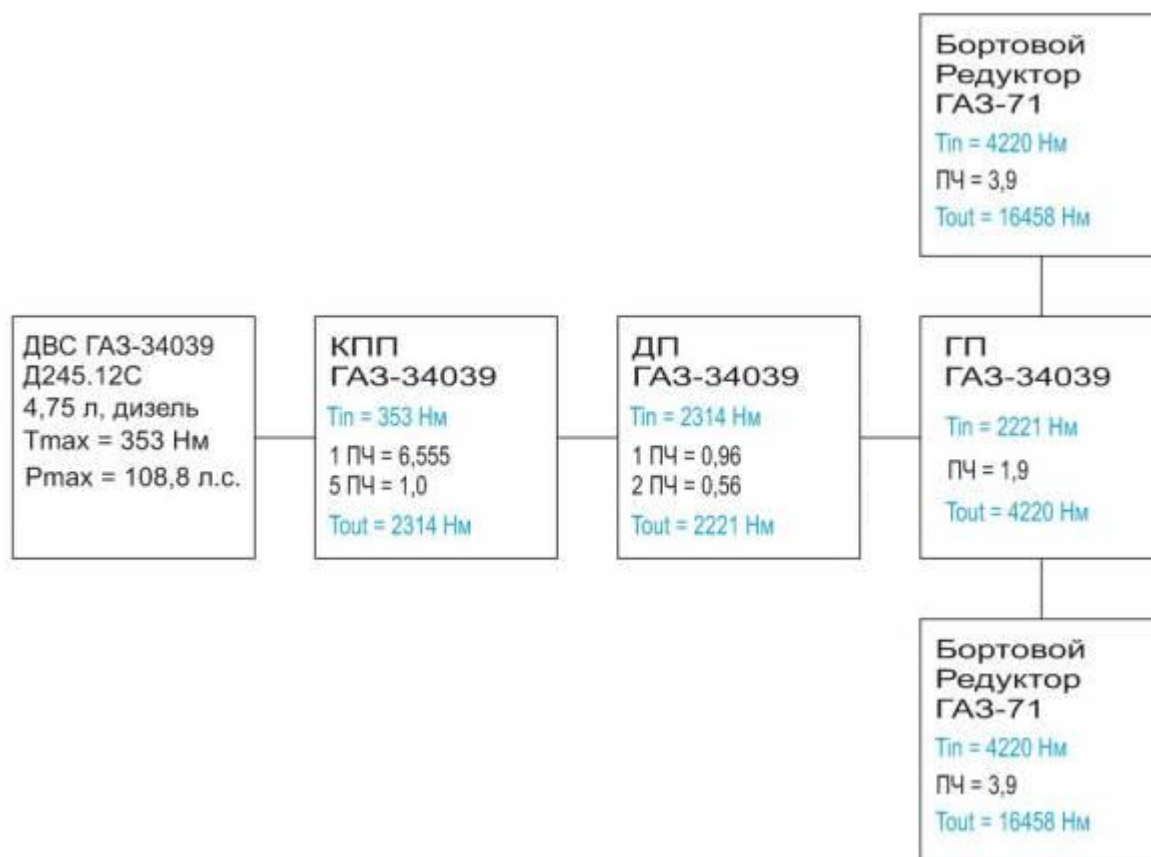
Дополнительная передача объединена с главной передачей (ГП) с передаточным числом (ПЧ) 1,9. На выходе ГП максимальный крутящий момент составит

$$2221 \text{ Нм} \times 1,9 = 4220 \text{ Нм.}$$

С выхода ГП ГАЗ-71 поступает на бортовые редукторы (БР) с передаточным числом 3,9. На выходе БР максимальный крутящий момент может составить

$$4220 \text{ Нм} \times 3,9 = 16458 \text{ Нм.}$$

В результате получается следующая схема трансмиссии



Собственно, все вычисления мы производили для того, чтобы установить, что на вход ГП ГАЗ-71 можно подавать максимальный крутящий момент 2221 Нм, а на выходе ГП обязана выдать как минимум крутящий момент 4220 Нм.

Посмотрим, какой крутящий момент может создать народно любимый двигатель Kubota V1505 в сочетании с КПП ВАЗ-2110, то есть пытаемся проверить обоснованность применения в вездеходе Шерп трансмиссии, состоящей из двигателя Kubota, КПП + ГП ВАЗ-2110 и ГП ГАЗ-71.

Максимальный крутящий момент двигателя составляет порядка 115 Нм, КПП имеет максимальное передаточное число (ПЧ) порядка 16. Значит, на выходе КПП максимальный крутящий момент может составить около 1840 Нм. Практически идеальное сочетание двигателя, КПП и ГП ГАЗ-71. Вариант основы трансмиссии типа двигатель ВАЗ-2108 + КПП ВАЗ-2108 + ГП ГАЗ-71 можно рекомендовать для применения в любых легких вездеходах, как гусеничных, так и колесных. Минимальные переделки заводских узлов самым благоприятным образом скажутся на сроках изготовления вездехода.

Что еще необходимо проверить при использовании ГП ГАЗ-71 в составе трансмиссии легкого вездехода? В состав ГП входит тормозная система. На что она рассчитана?

Полная масса вездехода ГАЗ-34039 составляет 5600 кг. При повороте на тормозящую гусеницу приходится на ровной местности 2800 кг. Предположим, что коэффициент сцепления с почвой равен единице. Ведущее колесо гусеничного движителя может иметь диаметр 535 мм или 560 мм. Считать будем худший вариант.

При торможении максимальный крутящий момент, который пытается растормозить вездеход, составляет

$2800 \text{ кг} \times 9,8 \text{ Н/кг} \times 0,28 \text{ м} = 7863 \text{ Нм}$ , где 0,28 м – радиус ведущего колеса движителя.

При наличии бортового редуктора с ПЧ=3,9 максимальный растормаживающий момент на выходе ГП ГАЗ-71 составит

$7863 \text{ Нм} / 3,9 = 2016 \text{ Нм}$ .

Фактически это тот минимальный крутящий момент, который должен выдерживать тормозной механизм одной стороны ГП ГАЗ-71.

Посмотрим, какие крутящие моменты, действующие на тормозную систему ГП ГАЗ-71, могут возникнуть в случае применения ГП на легком вездеходе с диаметром колес 1600 мм (то есть, на аналоге Шерпа).

Предположим, что наш вездеход имеет полную массу 2000 кг, то есть на каждый борт приходится по 1000 кг. При диаметре колес 1600 мм максимальный растормаживающий крутящий момент на оси колеса составит

$$1000 \text{ кгс} \times 9,8 \times 0,8 \text{ м (радиус колеса)} = 7840 \text{ Нм.}$$

Однако, максимальный растормаживающий момент ГП Газ-71 составляет всего 2016Нм.

Необходимо растормаживающий момент от колеса понизить в 3,89 раза;

$$7840 \text{ Нм} / 2016 \text{ Нм} = 3,89$$

Таким образом, применение ГП ГАЗ-71 в колесных вездеходах с диаметром колес 1600 мм возможно только в том случае, если между колесом и ГП ГАЗ-71 установлен бортовой (или колесный ) редуктор с передаточным числом не менее 3,89. На эту роль очень хорошо подходят как цепной редуктор, так и бортовой редуктор (БР) ГАЗ-71. Для тех, кто принципиально не любит бортовые редукторы очень хорошей находкой при создании колесного бортиповоротного вездехода будет использование ГП ГАЗ-71 в сочетании с БР ГАЗ-71, то есть использование значительной части трансмиссии вездехода ГАЗ-71.

Вот, собственно, все требования, соблюдение которых позволяют использовать ГП ГАЗ-71 в составе трансмиссии легкого колесного вездехода.

В варианте гусеничного вездехода все проще. Использование в качестве ведущей звездочки гусеничного движителя автомобильного стального диска диаметром 13 или 12 дюймов обычно не требует наличия бортового редуктора. Для легкого гусеничного вездехода обосновано и оправдано применение ГП ГАЗ-71. Собственно, для этого ГП ГАЗ-71 и создавалась.

В качестве альтернативы механическому поворотному узлу легкого вездехода на базе главной передачи (ГП) ГАЗ-71 рассмотрим возможность и обоснованность применения главных передач мостов УАЗ и ГАЗ-66.

Делая расчет по аналогии с расчетом трансмиссии вездехода ГАЗ-34039, получим следующие схемы трансмиссии.

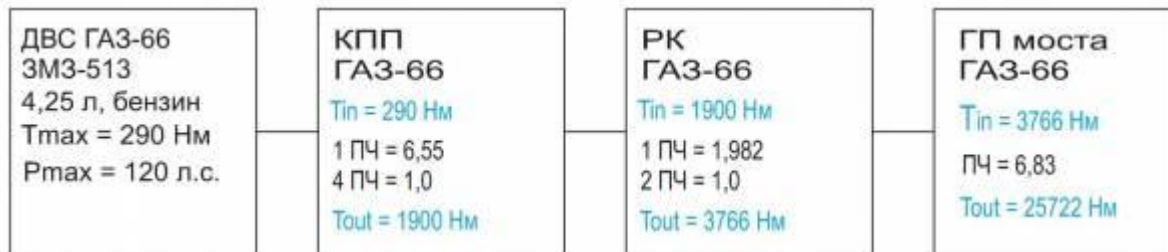
Трансмиссия УАЗ-469.



Трансмиссия УАЗ-Хантер.



Трансмиссия ГАЗ-66.



Собственно, из схем трансмиссий нас интересует только максимальный крутящий момент на полуосях мостов в режиме незаблокированного дифференциала. В этом режиме на каждую полуось приходится половина максимального крутящего момента.

Как мы установили выше, главная передача ГАЗ-71 обязана на выходе обеспечить крутящий момент как минимум 4220 Нм. Шестерни полуосей (а значит, и сателлиты тоже) главной передачи УАЗ-469 обязаны выдерживать крутящий момент 3527 Нм, УАЗ-Хантер – 4123 Нм и ГАЗ-66 – 12861 Нм.

Таким образом, ГП УАЗ-469 немного не дотягивает до нагрузочной способности ГП ГАЗ-71, ГП УАЗ-Хантер практически полностью соответствует по нагрузочной способности ГП ГАЗ-71, а ГП ГАЗ-66 на выходе в три раза превосходит по нагрузочной способности ГП ГАЗ-71.

Аналогичный расчет дает значения для шестерен полуосей моста ВАЗ-2101 688 Нм и 1030 Нм для ВАЗ-2121 Нива. Нагрузочная способность ГП ГАЗ-71 превосходит ГП ВАЗ-2101 в 6,13 раза, и ГП ВАЗ-2121 Нива в 4,1 раза.

Вывод: сравнивать с точки зрения нагрузочных способностей фрикционный поворот на базе ГП ГАЗ-71 и дифференциальный поворот на базе ГП ВАЗ-2101 (равно как и абсолютно всего семейства ВАЗ) абсолютно некорректно. ГП ГАЗ-71 несопоставимо мощней.

Корректными сравнениями можно считать сравнения фрикционного поворота на базе ГП ГАЗ-71 и дифференциального поворота на базе УАЗ-Хантер.

Дифференциальный поворот на базе ГП ГАЗ-66 обязан по всем параметрам намного превосходить фрикционный поворот на базе ГП ГАЗ-71.

Следует обратить внимание на то важное обстоятельство, что по способности передавать крутящие моменты ГП ГАЗ-66 превосходит ГП ГАЗ-71 с двумя бортовыми редукторами ГАЗ-71. При этом вес ГП ГАЗ-71 составляет около 123 кг, вес ГП ГАЗ-66 составляет 74 кг. С учетом веса корпуса для ГП ГАЗ-66 и тормозных узлов колес можно считать, что узлы поворота на ГП ГАЗ-71 и ГП ГАЗ-66 будут иметь приблизительно одинаковую массу.

Также стоит отметить, что задний мост УАЗа весит около 100 кг, что также с учетом его распространенности делает отличным конкурентом ГП ГАЗ-71.

Вместе с тем, реализовать борtpоворотный колесный вездеход на базе ГП моста ГАЗ-66 – задача довольно непростая. Проблема заключается в том, что дифференциальный механизм мостов ГАЗ-66 – это кулачковый дифференциал повышенного трения. В силу конструктивного решения коэффициент

блокировки при передаче крутящего момента на левое колесо отличается довольно существенно от коэффициента блокировки при передаче момента на правое колесо. Сам коэффициент блокировки меняется в процессе эксплуатации в зависимости от степени износа деталей дифференциала. Поэтому создавать бортоповоротный вездеход на базе ГП ГАЗ-66 можно только при наличии большого опыта и при условии возможности подбора ГП ГАЗ-66 по коэффициенту блокировки. Наградой будет уникальная тяговая характеристика вездехода без разрыва потока мощности при повороте.

Намного лучше свойства дифференциала повышенного трения моста ГАЗ-66 проявляются в вездеходах с переломной рамой.

Менее опытным вездеходостроителям при строительстве бортоповоротного колесного вездехода лучше обратить внимание на главную передачу моста ГАЗ-3309. О применимости такой ГП рассказывается в следующей статье

[http://off-roader.ru/publ/reinkarnacija\\_dif\\_4/1-1-0-9](http://off-roader.ru/publ/reinkarnacija_dif_4/1-1-0-9)

Данная публикация является теоретической работой и не претендует на установление пределов прочности тех или иных узлов.

Эта работа - предостережение от необоснованного применения ГП ГАЗ-71 в трансмиссиях легких вездеходов без понимания пределов прочности ГП ГАЗ-71.

Главной задачей статьи являлось определение диапазона применимости ГП ГАЗ-71 и доказательство некорректности сравнения нагрузочных способностей ГП ГАЗ-71 и ГП ВАЗ.

#### **Статья 7. Реинкарнация ДИФ-4.**

Еще совсем недавно вспыхнул и столь же быстро пошел на спад интерес к бортоповоротному колесному вездеходу ДИФ-4. Начали выдвигаться версии об органических недостатках дифференциального поворота, сложности реализации аналогичного аппарата.

Но так ли уж все трагично? Да, безусловно, есть определенные конструктивные просчеты. Безусловно, сам узел дифференциального поворота вездехода ДИФ-4 очень непрост в изготовлении. Но разве может сразу и с «нуля» получиться такой вездеход? Наверно, нет. И уж тем более не стоит бросать такую наработку. Потенциал в ней огромен. И прежде всего, он в простоте трансмиссии и самой схеме поворота.

Предлагаю вариант существенно более простой в реализации, наверняка более надежный и, главное, рассчитанный.

Трансмиссия вездехода рассчитана на базе узлов автомобилей ВАЗ-21083 и ГАЗ-3309 и ГАЗ-66.

Статья рассчитана на тех, кто уже представляет необходимость расчета трансмиссии вездехода по крутящим моментам, которые способны выдержать применяемые при создании вездехода узлы и агрегаты.

Согласно заводской документации 33098 – 39 02010 РЭ (руководство по эксплуатации, <http://www.docme.ru/doc/352594/a-m-gaz-3309-s-dv.-d-245.7--gaz-33098-s-dv.-yamz-5344>) двигатель ММЗ Д245.7ЕЗ(4) автомобиля ГАЗ-3309 развивает максимальный крутящий момент 417 НМ при частоте вращения коленчатого вала 1300 - 1600 об/мин.

Передаточное число коробки переключения передач автомобиля ГАЗ-3309 на первой передаче составляет 6,555.

Передаточное число главной передачи (ГП) заднего моста автомобиля ГАЗ-3309 составляет 4,556.



Несложные расчеты показывают, что максимальный крутящий момент на входе ГП ГАЗ-3309 составит

$$417 \text{ Нм} \times 6,555 = 2733 \text{ Нм}$$

Максимальный крутящий момент на выходе ГП ГАЗ-3309 составит

$$2733 \text{ Нм} \times 4,556 = 12452 \text{ Нм.}$$

В качестве двигательной установки выбираем ВАЗ-21083 с родной коробкой переключения передач (КПП) и передаточным числом ГП КПП ВАЗ-21083, равным 3,7.

Максимальный крутящий момент двигателя ВАЗ-21083 составляет 106,4 Нм.

Передаточное число (ПЧ) КПП ВАЗ-21083 на первой передаче составляет 3,636.

С учетом величины ПЧ ГП КПП ВАЗ-21083 максимальный крутящий момент на выходе ГП КПП ВАЗ-21083 может составить

$$106,4 \text{ Нм} \times 3,636 \times 3,7 = 1431 \text{ Нм.}$$

Вот тут наступает первый момент принятия компромиссного решения. Дифференциал на выходе КПП ВАЗ-21083 нам не нужен. Его необходимо отключить.

Сделать это можно тремя способами.

1. Заварить дифференциал. Способ проверенный, но на самом деле очень плохой. Шлицы полуоси ВАЗ-21083, которую мы будем использовать для передачи крутящего момента дальше, будут испытывать двукратную перегрузку по сравнению со штатным режимом работы, поскольку в штатном режиме крутящий момент на выходе КПП распределяется на две полуоси.
2. Можно организовать передачу с обеих полуосей КПП ВАЗ-21083 на общий вал снаружи КПП посредством цепного привода. Этот вариант хорош тем, что нет никакого вмешательства в КПП ВАЗ-21083. Но этот способ уже требует применение станочного оборудования.
3. Заменить дифференциал КПП ВАЗ-21083 на моновал, который можно приобрести у «Юрича»

<http://lunohoda.net/forum/viewtopic.php?f=331&t=13173&sid=bcbd08d3889f3361b009d80bbe304629>

Быть может, этот вариант может показаться не очень бюджетным, если вездеход собирается из старых запчастей, но это самый добротный вариант. На общем фоне затрат на строительство вездехода цена окажется очень даже нормальной.

Решайте сами, какой вариант вам больше подходит. Я лишь изложил возможные пути решения проблемы.

Для увеличения общего числа передач и выравнивания крутящих моментов предлагаю между двигательной установкой (ДВС + КПП + ГП) ВАЗ-21083 и ГП ГАЗ-3309 установить раздаточную коробку (РК) ГАЗ-66. Эта РК рассчитана по входу на максимальный крутящий момент 1900 Нм. С учетом величины ПЧ РК ГАЗ-66 для нашей схемы трансмиссии максимальный крутящий момент на входе РК ГАЗ-66 составит

$$1431 \text{ Нм} \times 1,982 = 2836 \text{ Нм}$$

Вполне соответствует максимальному крутящему моменту на входе ГП ГАЗ-3309.

В результате получаем следующую схему трансмиссии.

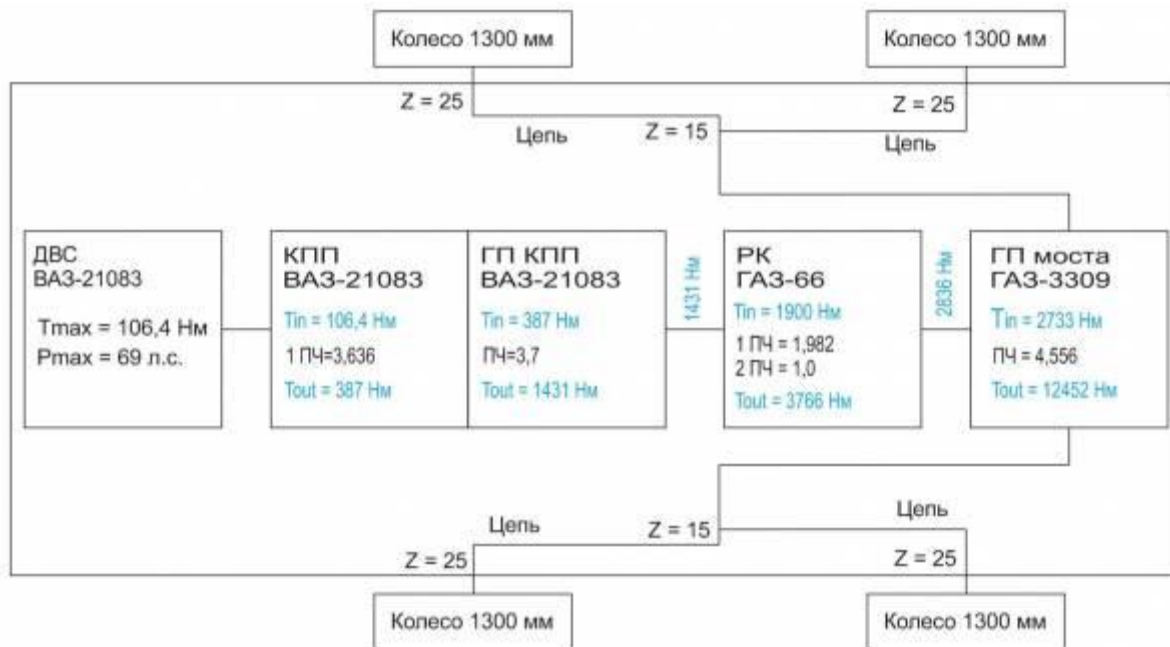


Рис.1. Для увеличения «кликаем» по картинке.

Минимальная скорость вездехода для особо тяжелого бездорожья должна быть не более 1 км/час при частоте вращения коленчатого вала двигателя 1000 об/мин. Считаем для такой скорости число оборотов на выходе ГП ГАЗ-3309.

$$1000 \text{ об/мин} / 3,636 (1 \text{ ПЧ КПП ВАЗ}) / 3,7 (\text{ПЧ ГП ВАЗ}) / 1,982 (\text{ПЧ РК}) / 4,556 (\text{ПЧ ГП ГАЗ}) = 8,23 \text{ об/мин.}$$

Диаметр колеса в нашей схеме трансмиссии 1300 мм = 1,3 м.

$$1 \text{ км/час} = 16,7 \text{ м/мин.}$$

Длина окружности колеса составит

$$1,3 \text{ м} \times 3,14 = 4,08 \text{ м.}$$

За минуту при скорости 1 км/час колесо совершит

$$16,7 \text{ м/мин} / 4,08 = 4,09 \text{ оборота.}$$

Но число оборотов на выходе ГП ГАЗ-3309 при 1000 об/мин двигателя составляет 8,23 об/мин.

Следовательно, между ГП ГАЗ-3309 и колесами необходимо установить бортовые редукторы (БР) с передаточным числом

$$8,23 / 4,09 = 1,68.$$

Не буду отходить далеко от логики построения трансмиссии вездехода ДИФ-4 и предложу в качестве бортового редуктора цепной редуктор. Число зубьев малой звездочки лучше брать не менее 15. Тогда число зубьев звездочек на колесах составит 25. Вполне бюджетно с учетом геометрического увеличения стоимости звездочек с числом зубьев. Вес редуктора заднего моста ГАЗ-3309 составляет 69,5 кг. С учетом разности в полных массах вездехода и автомобиля ГАЗ-3309 следует предположить, что одного тормозного узла ГАЗ-3309 на один борт вполне хватит для уверенного поворота. Цепи, естественно, лучше разместить внутри корпуса вездехода. Нет особого смысла применять при такой компоновки



бортовые редукторы других типов, поскольку все равно надо раздать крутящие моменты по колесам, что очень удобно делать при помощи цепей.

Считаем максимальную тягу вездехода.

$106,4 \text{ Нм} \times 3,636 (1 \text{ ПЧ КПП ВАЗ}) \times 3,7 (1 \text{ ПЧ ГП ВАЗ}) \times 1,982 (1 \text{ ПЧ РК}) \times 4,556 (1 \text{ ПЧ ГП ГАЗ}) \times 1,68 (1 \text{ ПЧ БР}) / 0,65 (\text{радиус колеса}) / 9,8 = 3409 \text{ кгс}$

Это намного больше полной массы вездехода, что обеспечит абсолютно уверенный дифференциальный поворот на асфальте на горизонтальной поверхности с полной блокировкой стороны как минимум на первой скорости.

Произведем расчет цепи. В силу конструктивных свойств максимальный крутящий момент на полуоси моста может составить не более половины от максимального крутящего момента, развиваемого мостом, то есть не более 6226 Нм. На вездеходе ДИФ-4 в бортовом редукторе применяется цепь 16В-1 с шагом 25,4 мм (<http://lunohoda.net/forum/viewtopic.php?f=73&t=8567&start=45>).

Посмотрим, можно ли такую цепь применить в нашей разработке? Считаем по методике, изложенной здесь:

[http://off-roader.ru/publ/statja\\_5\\_osnovy\\_rascheta\\_cepного\\_reduktora/1-1-0-7](http://off-roader.ru/publ/statja_5_osnovy_rascheta_cepного_reduktora/1-1-0-7)

Для цепи с шагом 25,4 мм делительный диаметр звездочки с числом зубьев 15 составит:

$D = t / \sin (180 \text{ град} / z) = 122 \text{ мм}$ , где  $z$  – число зубьев звездочки,  $t$  – шаг цепи в мм.

Максимальная тяга на цепи составит

$T = M / R_z = 6226 \text{ Нм} / 0,061 = 102066 \text{ Н} = 102 \text{ кН}$ , где  $M$  – максимальный крутящий момент на оси звездочки,  $R_z$  – радиус звездочки.

Однако, табличное значение разрушающей нагрузки для цепи 16В-1 составляет 60 кН.

Риторический вопрос: почему на репликациях ДИФ-4 подозрительно быстро растягиваются цепи бортового редуктора? Не буду даже предполагать, какая цепь стоит на бортовом редукторе Шерпа, где по сравнению с дифференциалом ГП ГАЗ-71 может создать бортовой момент ровно в 2 раза больше.

Нам такая цепь не подходит категорически. Для цепи 20А-1 (ПР-31,75) разрушающая нагрузка (табличное значение) составляет 88,5 кН. Для цепи 20А-1 делительный диаметр звездочки с числом зубьев 15 будет 152,7 мм. Максимальная тяга будет равна 81,9 кН, что меньше значения разрушающей нагрузки для цепи 20А-1. Максимальное число оборотов меньшей звездочки будет около 420 об/мин, что намного меньше допустимого значения для данного типа цепи.

Выбираем для бортового редуктора цепь 20А-1 (ПР-31,75).

Максимальная скорость вездехода при частоте вращения коленчатого вала двигателя 5600 об/мин составит 51 км/час. Вполне неплохо.

В результате получили схему колесного вездехода, которая от схемы ДИФ-4 отличается расширенным набором скоростей, применением цепей только в бортовом редукторе и применением без переделок промышленно изготовленного редуктора моста автомобиля ГАЗ-3309 в качестве узла дифференциального поворота.

Предлагаю бесплатное теоретическое сопровождение проектирования и строительства одного вездехода

по предлагаемой схеме при условии достаточно точного соответствия строящегося вездехода основным техническим характеристикам вездехода ДИФ-4 (в том числе масса, база, колея, диаметр и ширина колес).