УДК 629.113

ТРАНСМИССИЯ АВТОМОБИЛЯ С ИМПУЛЬСНЫМ ВАРИАТОРОМ

А.Е. Кропп, д.т.н., проф.

В настоящее время в автомобилестроении просматривается тенденция увеличения числа скоростей в ступенчатой коробке передач (КП). Считается, что увеличение числа скоростей позволяет улучшить управляемость трансмиссией, то есть позволит назначать режим работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС), наиболее выгодный с точки зрения экономии топлива.

Известно, что появились в эксплуатации КП легкового автомобиля с числом передач 6...8, а грузовых автомобилей — КП с 12...16 ступенями. Управление данной КП становится задачей весьма сложной для водителя. Поэтому в таких многоступенчатых КП наряду с ручным управлением применяются системы электронного автоматического управления. Все это означает усложнение и удорожание автомобиля. Возникает вопрос: является ли эта тенденция в улучшении автомобиля оправданной и нельзя ли предложить альтернативу этому пути в усовершенствовании конструкции автомобиля.

В поисках этой альтернативы мы исходили из того, что искомая альтернатива только тогда завоюет рынок, если она наряду с решением тех же проблем предложит более простые конструкции, сообщающие этим конструкциям новые полезные свойства.

В этой связи следует отметить, что известны многочисленные устройства (механические, гидравлические и электрические) для бесступенчатого изменения передаточного числа в трансмиссии. Очевидно, что применение бесступенчатого регулирования решает обсуждаемую проблему наилучшим образом. Тем не менее, многолетний опыт применения в автомобиле механических или других бесступенчатых передач (вариаторов) свидетельствует о весьма скромных, единичных достижениях в этой области. Что характерно, некоторые успехи использования вариаторов не получают развития, автомобилестроение выбирает путь увеличения числа ступеней в традиционной КП.

Из большого числа схем и конструкций механических вариаторов наименее изученными (особенно применительно к трансмиссии автомобиля) являются импульсные вариаторы (ИВ). Одна из причин этого состоит в том, что в них применяются обгонные муфты (аналог храпового механизма, их еще называют муфты свободного хода или автолог). В настоящее время в результате работы большого числа ученых в России проблема создания обгонной муфты для ИВ, работающего в условиях автомобильной трансмиссии, решена [1].

Интерес к ИВ определяется тем, что в них относительно просто получить широкий диапазон бесступенчатого регулирования: от выбранного максимума скорости выходного вала до нуля, то есть такого положения, когда ведущий вал вращается, а ведомый — неподвижен. Такая кинематика применительно к автомобилю позволяет придавать автомобилю новые свойства: обойтись без муфты сцепления и осуществлять управление трансмиссией без размыкания кинематической цепи привода. Другие особенности и преимущества возможного применения ИВ в трансмиссии автомобиля — см. [2]. В этой статье описана одна схема ИВ, а в настоящее время появились и другие схемы, представляющие интерес. Кроме того, появилось устройство для придания трансмиссии с ИВ автоматического регулирования [3].

Цель настоящего проекта конкретной разработки — определить устройство предлагаемой трансмиссии и ее габариты применительно к параметрам двигателя ЗМЗ-4062.10, широко используемого в легковых автомобилях среднего класса, автобусах и грузовых автомобилях небольшой грузоподъемности. Проект рассматривается как эскизный. В нем не приведены решения вопросов привода масляного и водяного насосов и других. Прилагаемая техническая характеристика (табл. 1) дает представление о параметрах предлагаемой трансмиссии

Содружество автомобильного сервиса НП «СПАС»

(названа АТ-4062.10) и трансмиссии с двигателем ЗМЗ-4062.10, назовем его прототипом.

КОНСТРУКЦИЯ ТРАНСМИССИИ АТ-4062.10

Принцип работы ИВ заключается в том, что в нем имеются качающиеся звенья, движение которых с помощью обгонных муфт преобразуется во вращение выходного вала вариатора. В случае использования ИВ с приводом от электродвигателя или с приводом от обычного ДВС на входе в ИВ осуществляется вращение вала, которое (в соответствии с принципом действия ИВ) преобразуется в качание некоторых промежуточных звеньев, о чем сказано выше. Однако ДВС обладает тем замечательным свойством, что в нем уже имеются качающиеся (возвратно–поступательно движущиеся) звенья — это поршни. Поэтому если отказаться от вращения кривошипного вала, которое применено в обычном ДВС, а ограничиться только его качанием, то конструкция ИВ существенно упрощается: нет необходимости в превращении вращающегося вала в качание некоторых звеньев. В таких условиях работа ДВС осуществляется непосредственно с ИВ.

ДВИГАТЕЛЬ

В предлагаемом ДВС с целью сокращения габаритов в длину цилиндры расположены по два в ряд (на рис. 2 условно окружностями показаны цилиндры двигателя). Обозначим эти цилиндры и поршни в них *P1*, *P2*, *P3*, *P4* (*P1* и *P3* в одном ряду, *P2* и *P4* — в другом). Расстояние между рядами примем равным ходу поршня $h = D + \Delta$, где D — диаметр поршня, Δ — расстояние между соседними цилиндрами. Это расстояние учитывает толщину стенки цилиндра и зазор между ними в самом узком месте. Примем толщину стенки цилиндра $\delta = 6$ мм, а зазор $S = 8$ мм, тогда получаем $h = 112$ мм, этот размер заметно отличается от хода поршня в прототипе, в нем $h1 = 86$ мм.

Таблица 1. Техническая характеристика

№ п/п	Параметры	Един.	АТ-4062.10	ЗМЗ-4062.10
1	Рабочий объем	литр	2,28	2,28
2	Степень сжатия		9,3	9,3
3	Мощность при 5200 об/мин	кВт	106,6	106,6
4	Максимальный крутящий момент	Н·м	200,9	200,9
5	Минимальный удельный расход топлива	г/кВт	Подлежит определению	265
6	Диаметр цилиндра и ход поршня D x h	мм	92 x 86	92 x 86
7	Радиус кривошипа коленчатого вала, R	мм	60,8	43
8	Движение коленчатого вала		Качание на угол 90 гр.	вращение
9	Расположение цилиндров		В два ряда, по два в каждом ряду	Все цилиндры в один ряд

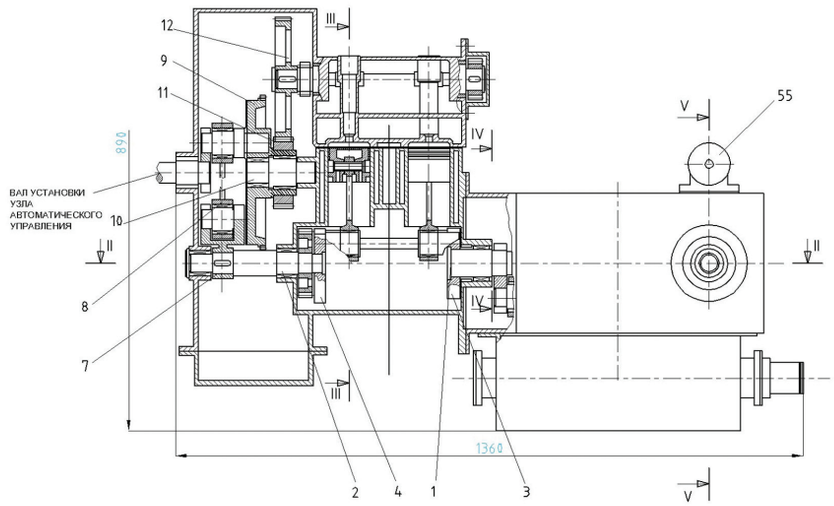

Рисунок 1. ДВС и вариатор ИВА-1 в сборе. Продольный разрез: сеч. 1 — 1, рис. 2

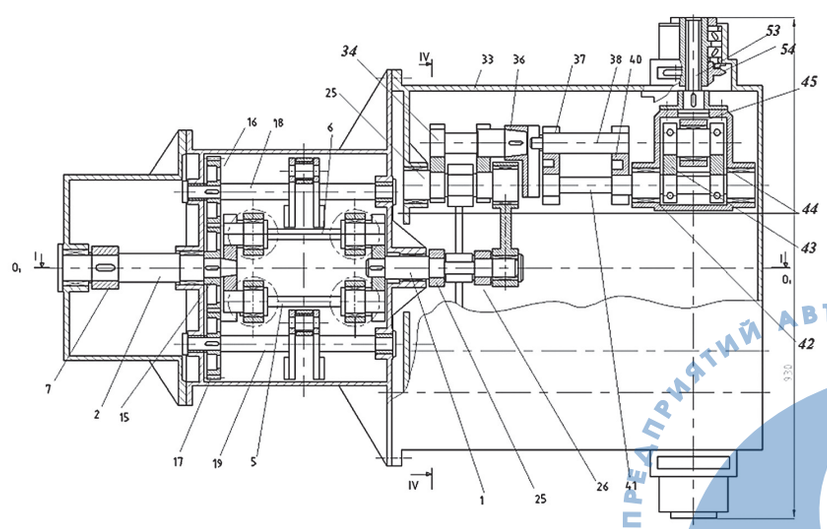

Рисунок 2. Поперечный разрез ДВС и ИВА -1. Сеч. 11 — 11, рис.1

СОЮЗ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА НП «СПАС»

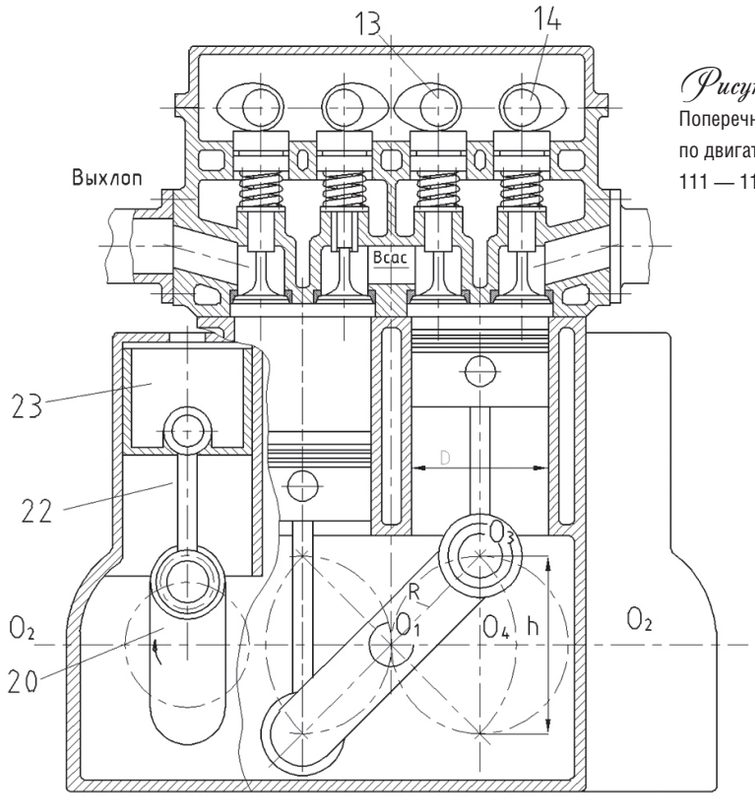

Рисунок 3. Поперечный разрез по двигателю. Сеч. 111 — 111, рис. 1

Посередине между рядами проведем ось *O1O1* и примем ее за ось коренных подшипников. Эта ось на листе 3.1 изображается точкой *O1*.

Определим положение точки *O1* в проекции рис. 3. Для этого построим положение поршня в ВМТ и по оси цилиндра отложим размер шатуна от верхней головки до нижней. От нижней головки шатуна по оси цилиндра отложим размер $h/2 = 56$ мм и через эту точку проведем прямую *O2O2*, перпендикулярную оси цилиндра. Точку *O1* находим на линии *O2O2* на расстоянии $O4O1 = h / 2 = 56$ мм. Точка *O4* находится в пересечении оси цилиндра с линией *O2O2*. Из построения ясно, что точка *O1* лежит на окружности радиуса *O4O1* с центром в точке *O4*. Из точки *O1* радиусом $R = O1O3 = h / 2 \cdot \sin 45^\circ = 79.2$ мм проводим дугу (точку О3 находим в пересечении оси цилиндра с окружностью *O4O1*),примем дугу за геометрическое место точек нижней головки шатуна при движении поршня из ВМТ в НМТ. Помещаем нижнюю головку шатуна в точку *O3*. Таким образом, *O1O3* является коленом выходного вала ДВС. Из построения следует, что ход поршня составляет $h = 112$ мм, а угол поворота кривошипа *O1O3* $\alpha = 90^\circ$.

При качающемся колене *O1O3* выходного вала ДВС угол β отклонения шатуна от вертикали существенно меньше, чем в прототипе. Результатом этого является уменьшение силы трения поршня о цилиндр. В рассмотренном в [2] примере показано, что работа этих сил трения в пять раз меньше, чем в прототипе, в результате прогнозируется повышение механического кпд ДВС на 22%, только от этого уменьшается расход топлива на 16%, уменьшается тепловая напряженность деталей и увеличивается долговечность поршня и цилиндра.

Аналогичные результаты можно ожидать в ДВС, представленном в настоящем проекте.

Если будет поставлена задача получить в предлагаемом ДВС ход поршня, максимально приближенный к ходу поршня в прототипе, то следует уменьшить до минимума размер Δ. Пусть, например, $\Delta = 8$ мм, то есть зазор между цилиндрами равен нулю, а в самом узком месте стенки цилиндров объединены. Тогда $h = 100$ мм, а $R = 70$ мм.

Можно назначить $h = h1 = 86$ мм, но положение точки *O1* не менять. Тогда в ВМТ шатун займет наклонное положение при $\beta \cong 2°40^1$ и в ходе перемещения в НМТ угол β будет менять знак. С точки зрения уменьшения силы трения поршня о цилиндр это наиболее выгодное решение, но мы видим, что плечо силы, действующей на поршень в ВМТ, относительно точки *O1* несколько меньше, чем в рассмотренных выше случаях. В этом мы видим недостаток назначения $h = 86$ мм. В представленных чертежах принято $h = h1 = 86$ мм и $R = 60.8$ мм, $\alpha = 90°$.

Конструктивно в точках О1 размещены коренные подшипники на валах 1 и 2 (рис. 1). На этих валах размещены поводки 3 и 4, которые несут валы 5 и 6 шатунных подшипников (на рис. 1 виден только вал 5). Валы 1 и 2, поводки 3 и 4 и валы 5 и 6 хорошо видны на рис. 2. Из рис. 3 видно, что кривошипы *O1O3* для поршней *P1*, *P3* и поршней *P2*, *P4* расположены оппозитно, то есть когда поршни *P1* и *P3* находятся в ВМТ, поршни *P3* и *P4* занимают положение НМТ.

Примем, что кривошип *O1O3* на рабочем такте вращается по часовой стрелке, то есть поршень, как это изображено на рис. 3, на рабочем ходу движется вниз (что и требуется), поршни *P2* и *P4* в это время движутся вверх.

Покажем, что этот ДВС работает как четырехтактный четырехцилиндровый ДВС. Пусть, например, в цилиндре *P1* начинается рабочий такт, а в цилиндре *P2* — такт сжатия, в цилиндре *P3* — такт всасывания, в *P4* — такт выхлопа. Когда в ци-

СОЮЗ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА
НП «СПАС»

линдре *P1* заканчивается рабочий такт, в цилиндре *P2* заканчивается такт сжатия и начинается рабочий такт, в это время в цилиндре *P1* происходит выхлоп, в *P3* начинается сжатие, в *P4* — всасывание и т. д. в соответствие с работой обычного четырехтактного ДВС.

По сравнению с прототипом газораспределение изменено в части наклонных расположений клапанов; в АТ-4062.10 клапаны установлены вертикально.

Поскольку вал в коренных подшипниках совершает качательные движения, что создаёт задачу привода маховика. Маховик может работать только при вращении. Для привода маховика на вал 2 устанавливается кривошип 7 (рис. 1 и 4), совершающий качательное движение и с помощью шатуна 8 приводится во вращение маховик 9. Для этого передаточное число от вала 2 к валу 10 маховика 9 должно быть таким, чтобы в крайних положениях кривошипа 7 линия шатуна 8 проходила через центр вращения маховика. Такое передаточное число гарантирует вращение маховика.

От вращающегося маховика 9 приводится во вращение зубчатое колесо 11, приводящее во вращение колесо 12 и распределительный вал 13 правого ряда цилиндров. Соседний распределительный вал 14 приводится от вала 13 (всего на каждый цилиндр установлено четыре клапана: два впускных и два выхлопных, как это сделано в прототипе). Распределительные валы левого ряда цилиндров (рис. 3) приводятся от вала 13 с другого торца соответствующими зубчатыми колесами. Таким образом, в отличие от прототипа в двигателе АТ-4062.10 цепной привод распределительных валов заменен приводом от зубчатых колес. Это, по нашему мнению, заметно улучшает свойство этого привода.

От маховика предполагается привод масляного и водяного насосов, а также привод устройства для автоматического управления трансмиссией.

Отдельной является задача уравновешивания двигателя АТ-4062.10. Поскольку колена на валах 1 и 2 расположены оппозитно, автоматически оказываются уравновешенными центробежные силы инерции качающихся масс, то есть не требуются противовесы. Также автоматически уравновешенными оказываются силы инерции поступательно движущихся масс, а также тангенциальные силы инерции качающихся масс. Но не уравновешенными остаются моменты этих сил. Для уравновешивания этих моментов сил предлагается следующий механизм.

На валу 2 установлено зубчатое колесо 15 (см. рис. 2), которое приводит во вращение зубчатые колеса 16 и 17, расположенные на валах 18 и 19 уравновешивающих механизмов. Передаточное число от вала 2 к валам 18 и 19 равно единице, так что эти валы качаются и приводят кривошипы 20 и 21 (на рис. 3 не показан) в движение. Шатун 22 приводит массу 23 в виде поршня, движущегося в цилиндре. Аналогично устроен уравновешивающий механизм, приводящийся от вала 19, но он работает в противофазе относительно вала 18. Выше мы приняли, что вал 2 вращается по часовой стрелке, значит валы 18 и 19 движутся против часовой стрелки и,

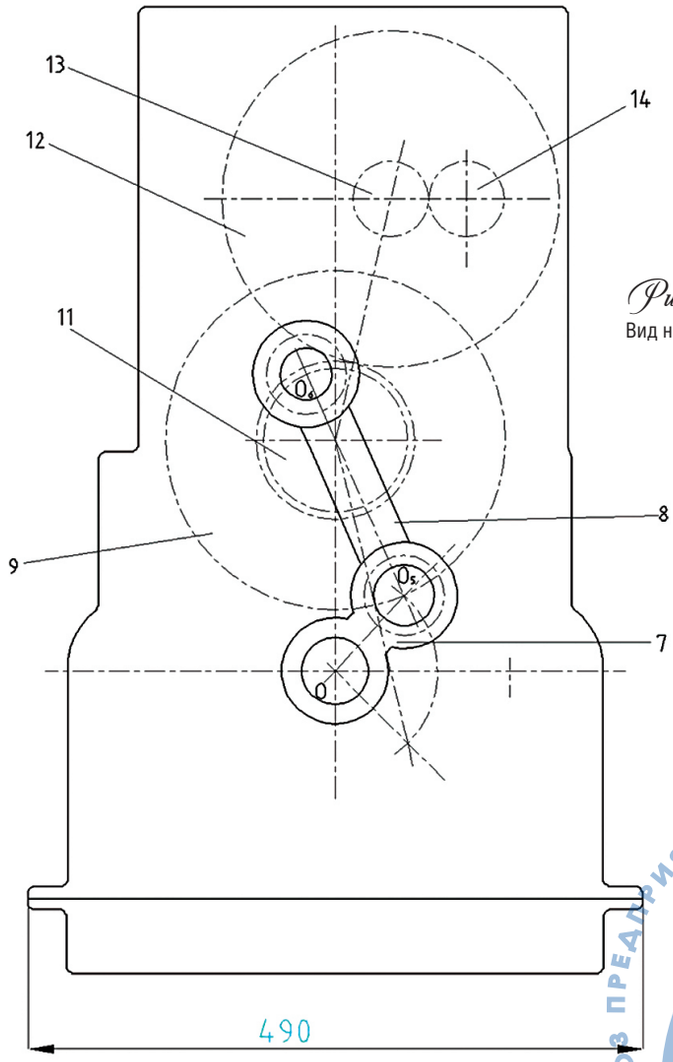

Рисунок 4.
Вид на привод маховика

СОЮЗ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА
НП «СПАС»

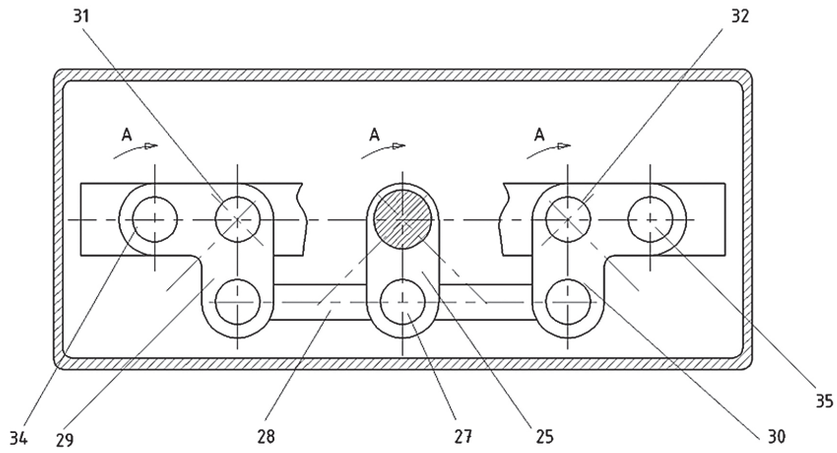

Рисунок 5. Сеч.1V-1V рис. 1

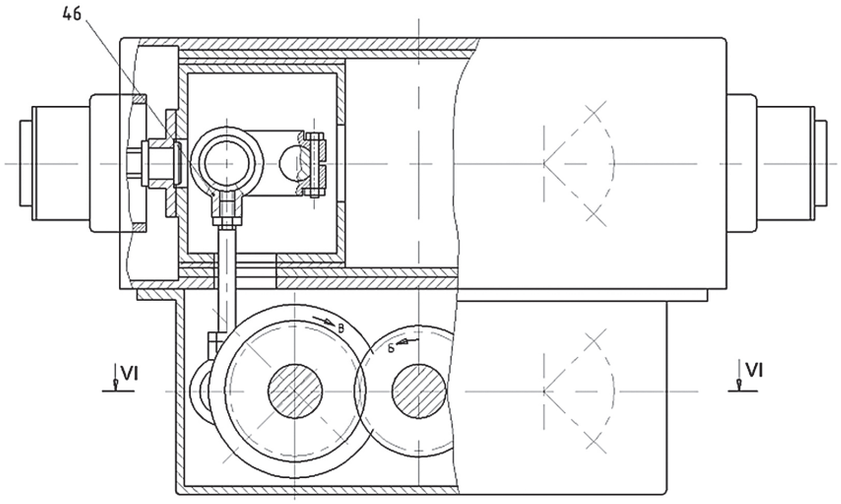

Рисунок 6. Сеч. V-V рис.1

когда силы инерции поступательно движущихся масс и тангенциальные силы инерции ДВС направлены, например, вертикально вверх, силы инерции в массе 23 действуют вертикально вниз. Аналогично действует уравновешивающая масса 24, приводимая от вала 19. Таким образом, при соответствующем выборе масс 23 и 24 происходит уравновешивание моментов сил инерции от поступательно движущихся масс и моментов тангенциальных сил инерции качающихся масс.

Как известно, в ДВС почти повсеместно в коренных и шатунных подшипниках применяются подшипники скольжения. При качательном движении валов 1 и 2 и других применять подшипники скольжения нельзя, так как при качательном движении нарушаются условия жидкостного трения в подшипниках скольжения. Поэтому в двигателе АТ-4062.10 (и далее в вариаторах ИВА) применены игольчатые подшипники без внутренней обоймы с тонкостенной наружной обоймой и сепаратором, а для их установки, где это требуется, валы делаются разборными, как, например, для привода шатунов двигателя. С целью унификации все диаметры подшипников в ДВС и в ИВ приняты одинаковыми и равными 50 мм (в прототипе коренная шейка подшипника равна 62 м, а шатунная –55 мм). Фиксация игольчатого подшипника в корпусе выполнена с помощью разрезных пружинящих колец, этот узелок показан только в одном месте. Во всех других местах подшипники изображены без этих фиксирующих колец.

В конструкции в ряде мест применены детали, аналогичные поводкам 3 и 4, их фиксация на валах и для передачи вращающего момента осуществляется специальным винтом, как показано на одном из узлов.

В проекте представлено два варианта импульсного вариатора: ИВА-1 и ИВА-2.

ИМПУЛЬСНЫЙ ВАРИАТОР ИВА-1

Для привода ИВА-1 на вал 1 установлены детали 25 и 26 (рис. 2 и 5), которые несут ось 27, на ней расположен шатун 28, который приводит в движение детали 29 и 30, качающиеся на валах 31 и 32, встроенных в корпус 33. Детали 29 и 30 качают также валы 34 и 35. В результате качания детали 25 (например, по часовой стрелке А) валы 34 и 35 также вращаются по часовой стрелке, но вал 34 движется вверх, а вал 35 движется вниз. Механизмы, расположенные на валах 34 и 35 одинаковые, поэтому дальше объясняется механизм, расположенный на валу 34. На валу 34 установлена полумуфта 36, имеющая паз, в который входит конец вала 38.

Детали 37 и 40 установлены на вал 38 и приводят в качательное движение вал 41, который установлен в корпус 42. Вал 41 несет также детали 43 и 44, которые приводят в качательное движение шатун 45. Нижняя головка шатуна 45 встроена в ось 46, которая качается на валу 47 и приводит в качательное движение ведущую деталь 48 обгонной муфты 49 (рис. 6 и 7). На валу 47 установлено также зубчатое колесо 50, которое приводит в движение зубчатое колесо 51 и выходной вал вариатора 52. Передаточное отношение зубчатых колес 50 и 51 в данном случае принято равным единице,

СОЮЗ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА
НП «СПАС»

но может быть назначено и другим. Выше мы отмечали, что шатун 45 и симметрично расположенный шатун, установленный на валу 35, движутся в противофазе. Это значит, что шатун 45 движет деталь 48, например, по часовой стрелке, а аналогичный симметрично расположенный шатун движет соответствующую деталь в направлении против часовой стрелки. Но обгонные муфты передают вращающий момент только в одном направлении. Это означает, что привод зубчатого колеса будет осуществлять только одна обгонная муфта, при изменении направления качания шатунов 45 и ему симметричного, меняется обгонная муфта, которая передает вращающий момент на вал 51. Но не трудно заметить, что направление вращения вала 51 не изменяется и таким образом качание шатунов в обе стороны приводит к вращению выходного вала в одном направлении.

Итак, мы объяснили, каким образом приводится во вращение выходной вал вариатора. Теперь осталось объяснить, каким образом в вариаторе происходит регулирование скорости вращения выходного вала. Это происходит путем изменения амплитуды качания шатуна 45 и его симметрично расположенного аналога. Когда оси валов 34 и 38 совпадают (это положение показано на рис 2, там же видно, что совмещены оси валов 25 и 41), амплитуда качания валов 34 и 38 одинакова и равна амплитуде качания шатуна 45. Эта амплитуда качания максимальная и соответствует максимальной скорости вращения выходного вала вариатора. Для уменьшения амплитуды качания шатуна 45 достаточно сместить вал 41 относительно вала 25. Если ось вала 38 будет смещена таким образом, что оси валов 25 и 38 совпадут, то амплитуда качания вала 38 будет равна нулю, и соответственно не будет качаться шатун 45. Для смещения вала 38 корпус 42 имеет возможность перемещаться

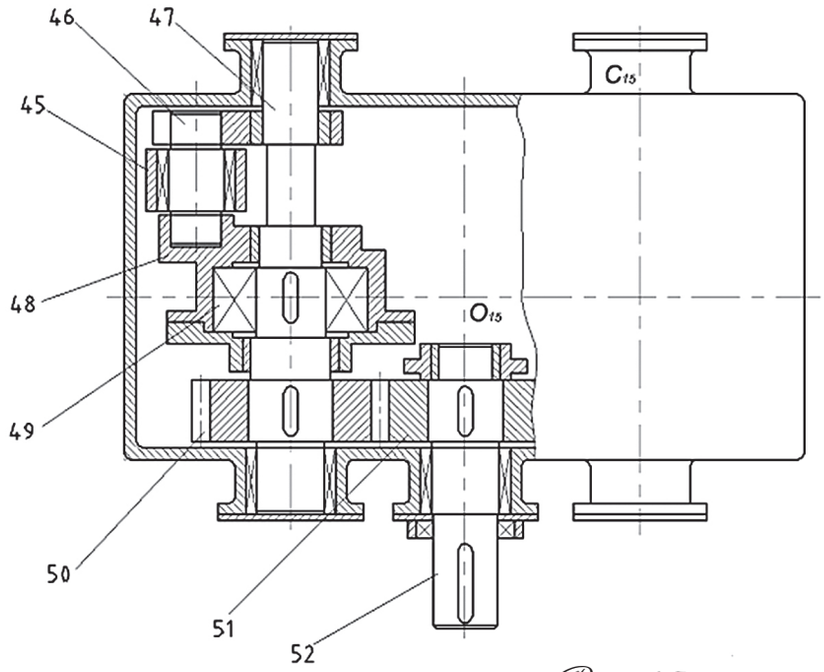

Рисунок 7. Сеч. V1-V1рис. 6

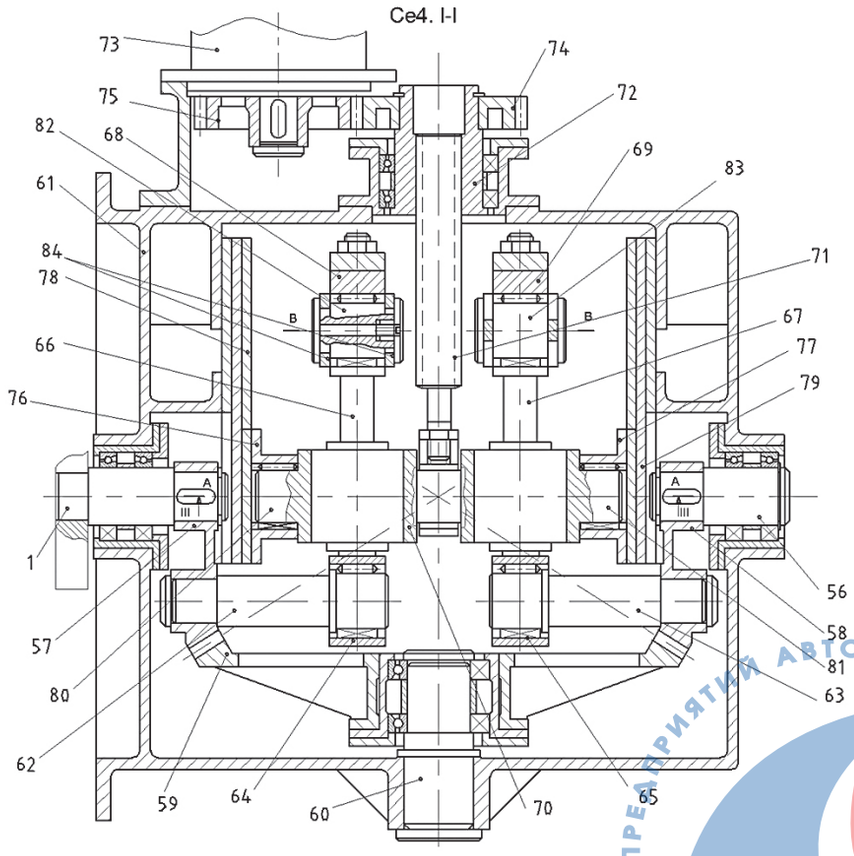

Рисунок 8. ИВА-2. Сеч.1-1 рис.9

СОЮЗ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА
НП «СПАС»

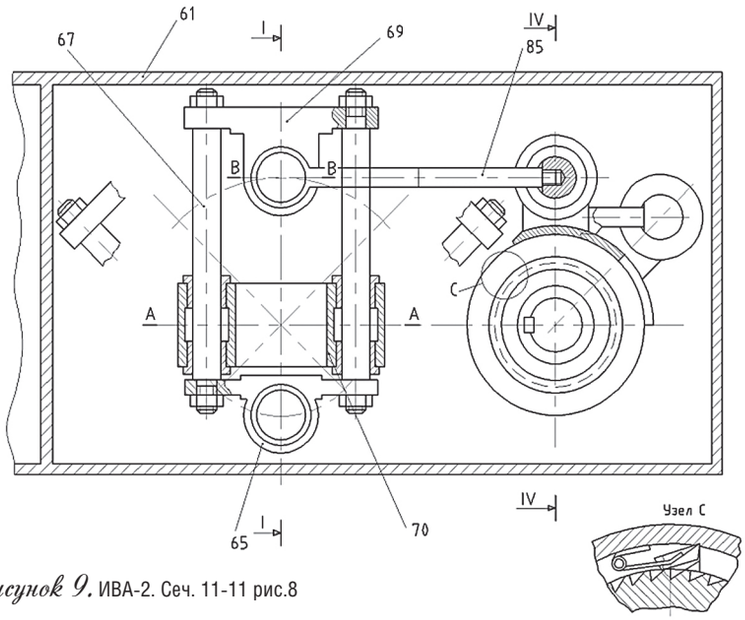

Рисунок 9. ИВА-2. Сеч. 11-11 рис.8

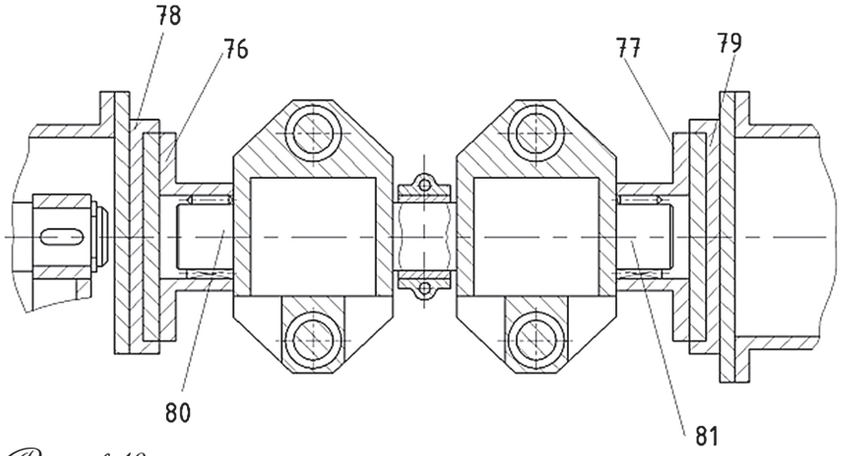

Рисунок 10. ИВА-2; Сеч. 111- 111 рис.8

в направляющих корпуса 33 (рис 6). Перемещение корпуса 42 осуществляется винт–гайкой 53. Гайка 53 встроена в звездочку 54 и приводится от электродвигателя 55.

Для того чтобы уменьшение амплитуды качания шатуна 45 и его симметричного аналога происходило синхронно, винт-гайка 53 должна иметь, например, правую резьбу, а ее симметричный аналог — левую.

ИМПУЛЬСНЫЙ ВАРИАТОР ИВА-2

В корпусе 61 (рис. 8) соосно с валом 1 ДВС установлена ось 56. На вал 1 и на ось 56 установлены конические зубчатые колеса 57 и 58, которые находятся в зацеплении с коническим зубчатым колесом 59, установленным на ось 60, которая смонтирована в корпусе 61. На конические зубчатые колеса действуют осевые силы. Поэтому на валу 1 и осях 56 и 60 установлены стаканы, в которых смонтированы радиально–упорные подшипники.

Колеса 57, 58 и 59 образуют механизм конического реверса. Это значит, что если колесо 57 вращается, например, по часовой стрелке, то колесо 58 вращается против часовой стрелки.

В торце колес 57 и 58 установлены оси 62 и 63, на которых, смонтированы на игольчатых подшипниках корпуса 64 и 65, несущие по паре стержней 66 и 67 (рис. 9). Из сказанного следует, что зубчатые колеса 57 и 58 и детали, с ними связанные, движутся в противофазе. Пары стержней 66 и 67 соединены с корпусами подшипников 68 и 69.

Вдоль стержней 66 и 67 может двигаться ползун 70. Для перемещения ползуна 70 имеются винт 71, гайка 72 и привод от электродвигателя 73 и зубчатые колеса 74 и 75. Ползун 70 фиксируется направляющими 76, 77 и 78 и 79 (последние установлены в корпусе 61). Ползун 70 имеет цапфы 80 и 81, которые не препятствуют качанию ползуна 70 относительно осей этих цапф.

От положения ползуна 70 зависит амплитуда качания корпусов 68 и 69 и деталей, с ними связанных.

На чертежах (рис. 8 и 9) ползун 70 показан в крайнем нижнем положении, при котором геометрические оси вала 1 и осей цапф совпадают. ДВС приводит вал 1 в качательное движение и поэтому амплитуда качания осей 62 и 63 постоянна, но амплитуда качания корпусов 68 и 69 зависит от положения ползуна 70. Максимальная амплитуда качания корпусов 68 и 69 имеет место при положении ползуна 70, показанном на чертежах.

В ползуне 70 имеются окна (они хорошо видны на рис. 8, 9, 10). При перемещении ползуна вдоль стержней 66 и 67 амплитуда качания корпусов 68 и 69 уменьшается и, когда геометрическая ось А—А ползуна 70 совпадет с геометрической осью В–В вставок 82 и 83, амплитуда качания корпусов 68 и 69 будет равна нулю.

Вставки 82 и 83 несут тяги 84, которые соединены с тягами 85, приводящими в качание детали 86 и 87 привода обгонных муфт 88 и 89 (рис. 9 и 11). От амплитуды качания ведущих деталей обгонных муфт зависит частота вращения ведомого вала 90.

Сообщество российского автомобильного сервиса
НП «СПАС»

Как указывалось выше, ведущие детали обгонных муфт совершают качательные движения в противофазе. Поэтому только одна из них в каждый момент времени приводит в движение выходной вал 90. Обгонные муфты передают вращение на выходной вал попеременно — то одна, то другая, но передача вращающего момента на вал 90 происходит непрерывно.

В настоящем проекте применены зубчатые обгонные муфты [1]. В них применены храповые колеса с числом зубьев $Z_1 = 45$ и ведущие детали муфт, в каждой из которых размещены $Z_1 = 7$ собачек. Поскольку Z_1 и Z_2 являются взаимно простыми числами, то передачу вращающего момента осуществляет только один зуб, и максимальный зазор до включения зуба в зацепление составляет $\varphi = 114$, в то время как угловой шаг зубьев $\varphi = 8$.

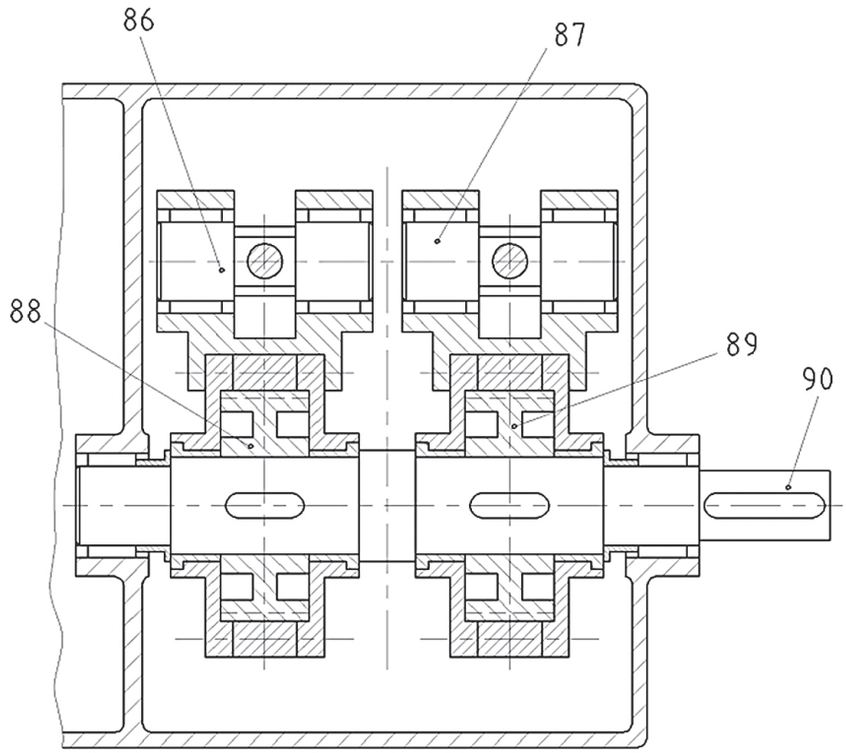

Рисунок 11. ИВА-2; Сеч.1V -1V рис. 9

ВЫВОДЫ

1. В проекте представлена бесступенчато регулируемая трансмиссия применительно к параметрам двигателя ЗМЗ–4062.10 (принятый за прототип). Силовой агрегат трансмиссии содержит ДВС, в котором коленчатый вал совершает качательные движения 90°. В трансмиссии отсутствуют муфта сцепления и коробка скоростей и в ней прогнозируются следующие уникальные свойства: повышение механического кпд ДВС на 22%; уменьшение расхода топлива только от повышения механического кпд на 16%; уменьшение тепловой напряженности деталей ДВС и износа пары поршень — цилиндр. Диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного вала трансмиссии — от выбранного максимума выходного вала до нуля его оборотов.

2. Конструкция импульсного вариатора представлена в двух вариантах, причем второй вариант по габаритам меньше первого примерно в два раза.

3. Настоящий проект является первой попыткой разработки такого рода трансмиссии и поэтому в дальнейшем требуются анализ представленной конструкции, ее уточненный расчет и корректировка. Достоверность полученных в проекте результатов можно установить только в натурных испытаниях опытного образца.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кропп А.Е. Новые обгонные муфты и области их применения // Вестник машиностроения. — 2005. — №6.

2. Кропп А. Е. Автотракторная бесступенчатая трансмиссия // Автомобильная промышленность. — 2007. — №6.

3. Кропп А.Е. Система автоматического регулирования автомобильной трансмиссии // Журнал Автомобильная промышленность — в печати.

СОЮЗ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА
НП «СПАС»