

# ПЕРСПЕКТИВЫ СОЗДАНИЯ И ПРИМЕНЕНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ РЯДНОСМЕЩЕННОЙ СХЕМЫ

С. А. Горожанкин, д.т.н., профессор; А. Е. Ленивов, Б. Д. Минин

ФГБОУ ВО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры», г. Макеевка

**Аннотация.** Рассматриваются перспективы и возможности создания дизельных автомобильных двигателей рядносмещенной схемы для грузовых автомобилей. Представлены основные достоинства и особенности таких ДВС. Проведены тепловой, кинематический и динамический расчеты 12-цилиндрового двигателя мощностью 326 кВт. Показано, что такой двигатель не требует установки системы наддува, в отличие от принятого для сравнения серийного двигателя КамАЗ 740.75-440 такой же мощности, который оснащается турбокомпрессорами. Исследовано влияние положительных и отрицательных смещений кривошипно-шатунного механизма на действующие в нем силы. Установлено, что боковые силы, действующие на поршень, и определяющие износ цилиндро-поршневой группы, не являются лимитирующими на режимах полной мощности. Определены крутящие моменты на коренных и шатунных шейках коленчатого вала, установлены наиболее опасные его сечения.

**Ключевые слова:** двигатель внутреннего сгорания, дизель, рядносмещенный двигатель, кривошипно-шатунный механизм, неравномерность вращения, силы инерции, внутреннее уравнивание, смещенный механизм, коленчатый вал, опасные сечения.



Горожанкин  
Сергей Андреевич



Ленивов  
Александр Евгеньевич



Минин  
Богдан Дмитриевич

Многоцилиндровые дизельные двигатели применяются преимущественно в составе силовых установок тяжелых грузовых автомобилей и автобусов. Их недостатком, в сравнении с бензиновыми аналогами, являются значительно большая удельная масса и габариты, а также высокая стоимость, возрастающая при использовании агрегатов турбонаддува со сложными системами их регулирования.

Успехи, достигнутые в процессе конструирования рядносмещенных [1,2] бензиновых ДВС, дают основания применить их схемы для создания идентичных дизельных вариантов. При этом становится возможным использовать опыт, накопленный при создании шестицилиндровых двигателей схемы VR6 [3], для построения дизельных двигателей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков. Создание рядносмещенных дизельных двигателей с числом цилиндров 12 и 16 представляется целесообразным для использования их в составе силовых установок грузовых автомобилей категории N<sub>3</sub> и автобусов. Применение хорошо зарекомендовавшей себя схемы таких двигателей с практически любым углом развала между блоками цилиндров (см. рис. 1) позволит снизить габариты дизельных двигателей за счет сокращения длины коленчатого вала. Помимо этого становится возможным установка единой для всего блока головки цилиндров, что в значительной мере упростит конструкцию двигателя.

Для всех конструкций бензиновых рядносмещенных двигателей последних моделей практикуется установка 4-х клапанов на цилиндр, топливная аппаратура для непосредственного впрыска топлива с расположением форсунок в головке цилиндров, а также система изменения фаз открытия и закрытия,

как впускных, так и выпускных клапанов. Идентичную конструкцию головок цилиндров с верхним расположением распределительных валов предлагается применить и для дизельного варианта ряднорасположенного двигателя. Поскольку в современных дизельных двигателях все шире практикуется установка 4-х клапанов на цилиндр, то проблемы с расположением форсунок при отсутствии свечи зажигания возникнуть не должно.

Важнейшей проблемой любых дизельных двигателей были и остаются вопросы прочности деталей и узлов. В этом плане опыт, полученный при конструировании бензиновых ряднорасположенных ДВС, дает обнадеживающие предпосылки. Так, для указанных конструкций их номинальные частоты вращения значительны и достигают  $6\ 250\ \text{мин}^{-1}$  при степени сжатия до 12, что является практически предельной величиной для бензиновых ДВС. Очевидно, что для современных дизелей со значительно меньшей частотой вращения, хотя и с более высокой степенью сжатия (до 17 для неразделенных камер сгорания), требования обеспечения необходимых запасов прочности могут быть обеспечены.

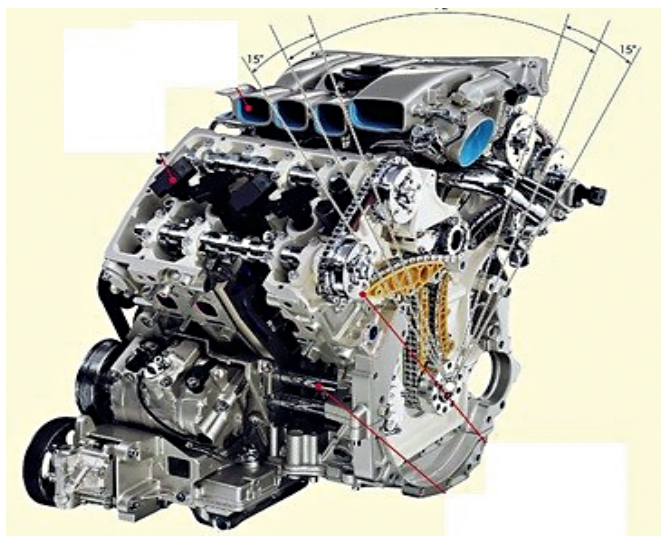


Рис. 1. Ряднорасположенный бензиновый двигатель концерна Volkswagen с двумя блоками цилиндров

Представляются следующие преимущества дизельных двигателей идентичной конструктивной схемы:

- высокая компактность за счет существенно уменьшения массы и размеров, в первую очередь длины двигателя;
- благоприятная работа системы жидкостного охлаждения, поскольку дизельные ДВС, в сравнении с бензиновыми, отдают в системы охлаждения на 25-30 % меньше теплоты;
- упрощение системы впуска, т.к. нет необходимости установки устройств, обеспечивающих работу двигателя с рециркуляцией отработанных газов;
- возможность отказа от системы турбонаддува, т.к. последняя не только усложняет конструкцию силовой установки, но и требует дополнительных устройств для регулирования режимов ее работы в соответствии с нагрузкой двигателя.

В то же время не следует полностью исключать возможность применения турбокомпрессоров, либо высокоэффективных объемных нагнетателей типа «Лисхольм».

Для оценки параметров дизельных двигателей ряднорасположенной схемы авторами выполнены ориентировочные расчеты параметров и характеристик двигателя, прототипом которого (по параметрам кривошипно-шатунного механизма) являются V-образные 8-цилиндровые дизельные двигатели КамАЗ-740 [4]. Их номинальная мощность достигает 323 кВт (440 л. с.), причем большинство последних моделей оснащены системами наддува. Максимальные частоты вращения, в зависимости от модели и модификации, составляют  $1\ 900...2\ 600\ \text{мин}^{-1}$ .

Выполненный тепловой расчет параметров дизельного двигателя схемы WR12 показал, что при сохранении диаметра цилиндров 120 мм и ходе поршня 130 мм может быть получена эффективная номинальная мощность двигателя 323 кВт (440 л. с.) при частоте вращения  $2\ 600\ \text{мин}^{-1}$ .

Тепловой расчет исследуемого дизельного двигателя проведен по традиционной методике [5, 6]. Вычисления осуществлялись с помощью табличного процессора Excel, при этом неоднократно проводились итерации с целью согласования исходных параметров и конечных результатов.

В процессе итераций корректировались следующие параметры двигателя:

- коэффициент избытка воздуха;
- температура остаточных газов;
- степень предварительного расширения в цикле;
- средняя скорость поршня при номинальной частоте вращения ( $2\ 600\ \text{мин}^{-1}$ ).
- значения диаметра цилиндра и хода поршня ( $120 \times 130\ \text{мм}$ ) в соответствии с параметрами серийных двигателей КамАЗ.

В расчетах коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме принят равным 1.45 с целью обеспечения минимального содержания вредных выбросов в отработавших газах, в первую очередь сажи. Предполагается установка четырех клапанов для каждого цилиндра, как это все шире применяется в современных дизелях средней мощности (пример – двигатели Cummins). При этих условиях величина коэффициента наполнения составляет не менее 0.88.

Принятая расчетная степень повышения давления в процессе сгорания – 2.25, соответственно степень предварительного расширения составила 1.19. Величина полученная в результате расчетов эффективной мощности дизельного двигателя на номинальном режиме составила 326 кВт, что практически не отличается от номинальной мощности 323 кВт, заявленной ПАО КАМАЗ для двигателя КамАЗ 740.75-440 [4]. Следует отметить, что этот серийный двигатель оснащен двумя агрегатами турбонаддува.

Результаты теплового расчета позволили определить основные размеры кривошипно-шатунного механизма (диаметр цилиндра и ход поршня) которые соответствуют параметрам выпускаемых серийных 8-цилиндровых ДВС ЯМЗ-238 и КамАЗ-740. В соответствии с рекомендованными значениями [5, 6] удельных масс деталей кривошипно-шатунных

механизмов дизельных двигателей были вычислены массы поршней и шатунов. Полученные расчетные значения масс этих деталей предлагаемого двигателя хорошо согласуются с параметрами деталей серийных дизельных ДВС. В дальнейшем это позволило провести динамический расчет двигателя и рассмотреть вопросы его уравнивания.

Для всех двигателей рядномощенных схем характерны две проблемы, обусловленные принципиальными схемами построения их кривошипно-шатунных механизмов. Первая из них состоит во внутренней неуравновешенности по суммарным силам и моментам сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, а также центробежным силам и их моментам. Даже при шести цилиндрах в одном ряду со смещением, в результате этого смещения добиться полной уравновешенности удастся лишь с помощью дополнительных уравнивающих валов, устанавливаемых в соответствии с элементами механизма Ланчестера [7]. Для двигателей схем WR12 и WR16 [8] характерно незначительное продольное смещение блоков цилиндров друг относительно друга, что обуславливает неполное уравнивание и по суммарному моменту центробежных сил без установки дополнительных противовесов, хотя, как известно двигатели схем V12 и V16 являются полностью уравновешенными. Для снижения вибраций двигателей, передаваемых на опоры их подвески, применяют гидравлические опоры со специальной системой их управления.

Проведенные исследования и динамические расчеты рядномощенных двигателей показывают, что величины неуравновешенных сил инерции и их моментов возрастают пропорционально углу развала в рядах цилиндров. Этим и обусловлен переход в конструкциях двигателей концерна Volkswagen от угла 150 для развала цилиндров в блоках, как это показано на рис. 1, к углу 10.60 в последних моделях таких ДВС, что позволило в ~1.5 раза снизить неуравновешенные инерционные силы и их моменты.

В предлагаемом варианте рядномощенного дизельного ДВС целесообразно принять угол между осями цилиндров одного блока ~100, как у двигателей VW 3.2 и 3.6 FSI [9]. Диаметр цилиндров последнего составляет 89 мм, что примерно соответствует диаметрам цилиндров автомобильных дизелей.

Второй проблемой для механизмов рядномощенных двигателей являются деаксиалы их кривошипно-шатунных механизмов. Расположение цилиндров под углом 15° и менее, а также малая длина блока цилиндров при сохранении обычной конструкции приводит к пересечению поверхностей цилиндров в их нижней части. Поэтому в двигателях применяют деаксиальное расположение цилиндров. На практике это приводит к тому, что оси цилиндров не пересекают ось коленчатого вала, как обычно, а проходят на некотором расстоянии справа или слева от нее (см. рис. 2). Уже для первых конструкций таких двигателей смещение (деаксиал) составляло 12.5 мм при диаметрах цилиндров 80–84 мм, что весьма значительно.

Деаксиальное расположение цилиндров влечет за собой не только смещение в конструкции шатун-

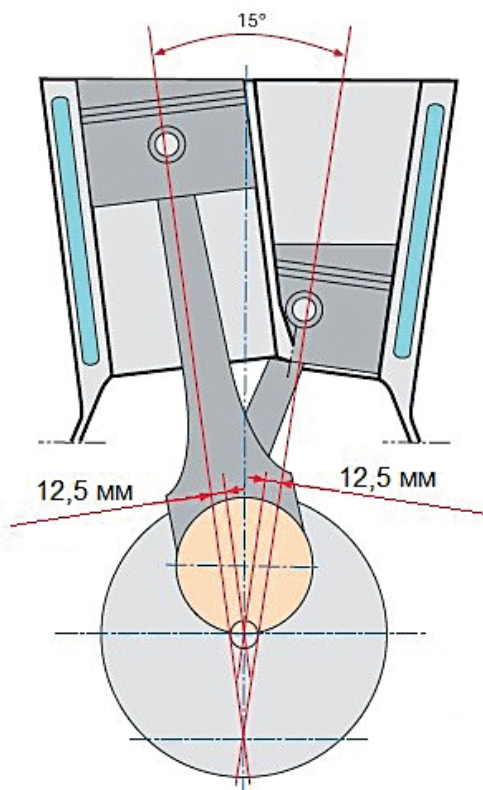


Рис. 2. Схема смещений осей цилиндров в рядномощенных двигателях

но-кривошипного механизма, но и увеличение хода поршня, а также изменения значений углов открытия и закрытия клапанов (фаз газораспределения).

С уменьшением угла развала в блоке цилиндров требуется увеличение значения деаксиала. Так, например, у вышеуказанных двигателей VW 3.2 и 3.6 FSI его значение составляет уже 22 мм. Количество деаксиала в двигателях обычно оценивают его относительной величиной  $k$  — отношением абсолютного значения деаксиала к радиусу поршня.

Разность между ходами поршня деаксиального и центрального кривошипно-шатунных механизмов для большинства автомобильных и тракторных двигателей незначительна. Так, при  $k = 0,2$  эта разность составляет менее 1 %. В литературных источниках указывают, что при значениях  $k$  в пределах 0.01...0.2 отличиями в кинематических параметрах смещенного и центрального кривошипно-шатунных механизмов можно пренебречь.

В большинстве серийных автомобильных двигателей имеет место небольшой эксцентриситет кривошипно-шатунного механизма, обеспечивающийся незначительным смещением оси (на 1...2 мм) поршневого пальца в поршне.

Осевое смещение поршневого пальца применяется именно в двигателях внутреннего сгорания, чтобы уменьшить износ и шум при нахождении поршня в зоне верхней мертвой точки. Отверстие под поршневой палец в поршне смещают в сторону, противоположную направлению вращения коленчатого вала двигателя. Это позволяет обеспечить перемещение кромки юбки поршня к стенке цилиндра, противоположной направлению вращения коленчатого вала. При этом обеспечивается качествен-

ная смазка сопрягаемых поверхностей при такте рабочего хода, когда прижимающая сила (N) принимает наибольшее значение.

Так, например, в двигателях легковых автомобилей ВАЗ это смещение составляет всего 1 мм, как это показано в табл. 1. В то же время для ряднорасположенных двигателей концерна Volkswagen, например, эта величина лежит в пределах 0.3...0.5, а в последних моделях даже несколько превышает 0.5, как это следует из данных, представленных в табл. 1.

Для предлагаемого дизельного двигателя с радиусом цилиндра 60 мм значение дезаксиала составляет 30 мм. Его уточненная величина, видимо, определится в результате детальной проработки кривошипно-шатунного механизма.

Однако, для ряднорасположенных двигателей положение оси коленчатого вала вне точки пересечения осей цилиндров приводит к неоднозначным результатам. Так, если для левого цилиндра (см. рис. 2) при вращении коленчатого вала по часовой стрелке смещение является положительным и способствует благоприятной «перекладке» поршня, то для правого цилиндра смещение, по установившемуся определению, становится отрицательным и может увеличить нагрузки и стуки при прохождении поршнем верхней мертвой точки. Этот вопрос потребовал проведения дополнительных исследований и расчетов, как для бензиновых, так и для дизельных двигателей.

Результаты показали, что для обоих типов ДВС при переходе от положительных дезаксиалов кривошипно-шатунного механизма к отрицательным значение боковой силы, действующей на стенки цилиндра, изменяет знак, как это известно из теории ДВС. В то же время при «перекладке» поршня в двигателях с отрицательным дезаксиалом амплитуда изменений этой боковой силы меньше, чем в двигателях с положительным дезаксиалом. Результаты расчетов для дизельного двигателя с величинами дезаксиалов  $K = \pm 12.5$  мм,  $K = \pm 22$  мм (численные значения для бензиновых двигателей Volkswagen), а также при величинах  $K = \pm 30$  мм приведены на графиках, представленных на рис. 3.

Характерно, что при отрицательных значениях дезаксиалов максимальное значение боковой силы, действующей на поршень, снижается с ростом абсолютного значения этого дезаксиала. Все же эта сила значительна в любых двигателях, но в бензиновых ее действие проявляется значительно сильнее, чем в дизельных, поскольку силы инерции пропорциональны квадрату частоты вращения вала. Вследствие этого для них боковая сила, действующая на поршень, при высоких частотах вращения и углах поворота коленчатого вала  $\sim 1200$  и  $\sim 4800$  превышает значение этой же силы вблизи верхней мертвой точки. Поскольку указанная сила в значительной мере определяет износ цилиндра и поршня, в двигателях Volkswagen, например, организована подача масла на стенки цилиндров с помощью специальных форсунок.

Проведенные расчеты позволяют провести сравнение предельных расчетных нагрузок на детали бензинового двигателя W12 концерна Volkswagen и предлагаемого варианта дизельного двигателя ряднорасположенной схемы. Результаты этих расчетов представлены для сравнения в табл. 2.

Результаты, представленные в табл. 2, наглядно демонстрируют, что основные нагрузки в предлагаемом дизельном двигателе не намного выше, чем в его

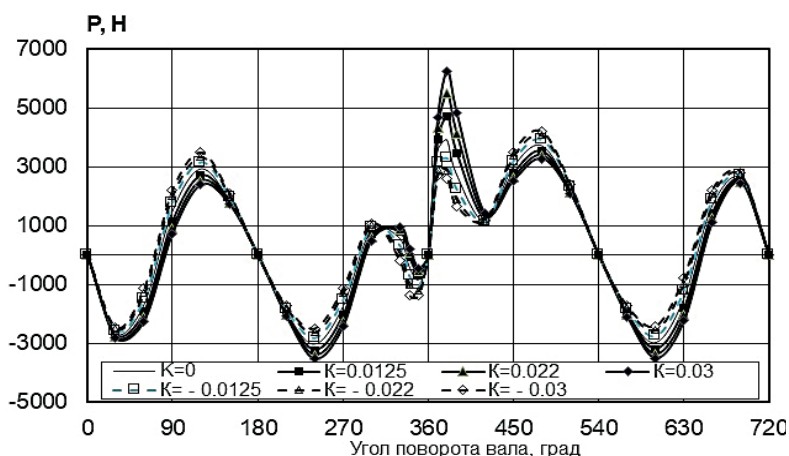


Рис. 3. Зависимость боковой силы, действующей на поршень, от угла поворота коленчатого вала для различных величин смещений в КШМ

Таблица 1.

Значения дезаксиалов для некоторых моделей двигателей

Модель двигателя	Диаметр поршня, мм	Дезаксиал K, мм	Относительный дезаксиал k
ВАЗ	76-82	1.0	0.026-0.024
ЗМЗ, УМЗ	92-100	1.5	0.032-0.03
ЗИЛ	100	1.6	0.032
КамАЗ	120	1.5	0.025
2.8 VR6	81	12.5	0.309
3.2 VR6	86	22.0	0.511
3.6 VR6 FSI	89	22.0	0.494
4.0 W8	84	12.5	0.298
6.0 W12	84	12.5	0.298
8.0 W16 4T	84	12.5	0.298

Таблица 2.

Сравнение характеристик бензинового и дизельного рядномещенных двигателей схемы W12

Расчетные параметры двигателей	Бензиновый двигатель W12 концерна Volkswagen	Дизельный двигатель (расчетные данные)
Эффективная мощность, кВт (л.с.)	308 (420)	326 (443)
Номинальная частота вращения, мин <sup>-1</sup>	6000	2600
Диаметр цилиндра, мм	80	120
Ход поршня, мм	90.3	130
Число клапанов на цилиндр	4	4
Степень сжатия	10.75	17
Система наддува	нет	нет
Максимальная продольная сила в шатуне, Н	20137/-25720	22723/-32489
Максимальная боковая сила, действующая на поршень, Н	2930/-2339	6255/-3535

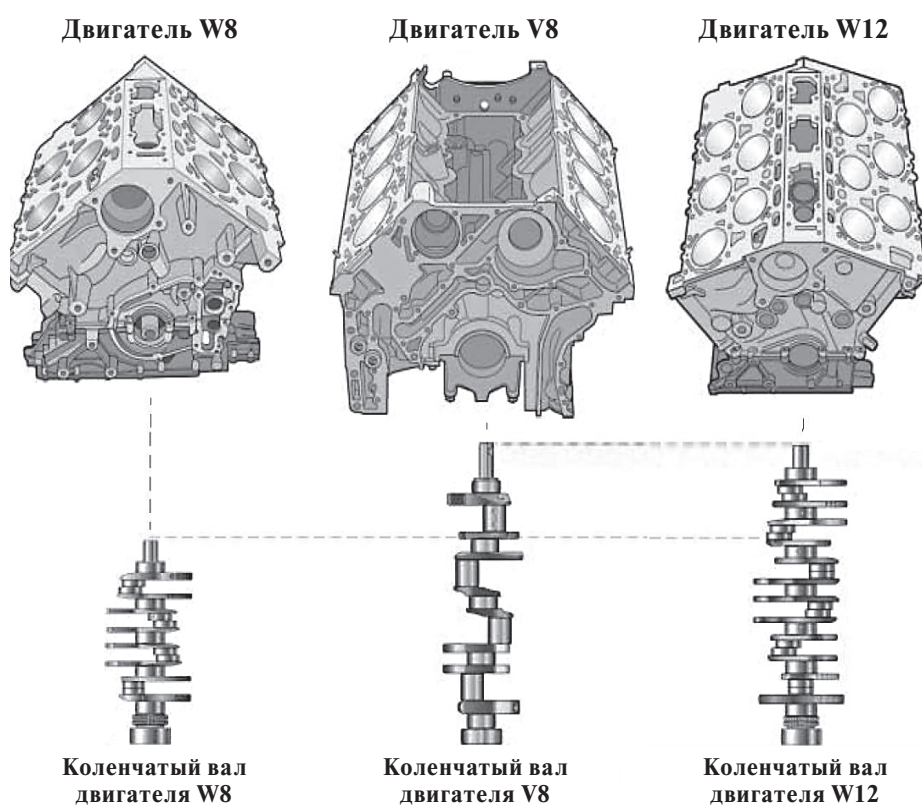


Рис. 4. Сравнительные размеры блоков цилиндров и коленчатых валов V-образного и рядномещенных двигателей

Список литературы

1. The W Engine Concept. Self-Study Program. Volkswagen of America, Inc. 3800 Hamlin Road. – February, 2002. – 64 p.
2. The W Engine Concept. Design and Function. Technical specifications subject to change without notice. – January, 2008. – 64 p.
3. Двигатель VR-6. Устройство и принцип действия. Volkswagen AG, Wolfsburg. Ред.3 от 2016-08-07.
4. Грузовые автомобили и автобусы КАМАЗ. ПАО КАМАЗ, 2016. – 114 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д. Н. Вырубов, С. И. Ефимов, В. И. Ивин и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
6. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мялков; под. ред. Н. Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 2008. 496 с., ил.
7. Гусаров, В. В. Уравновешивание поршневых двигателей: учебное пособие. – М.: МГИУ – 2010. – 134 с.
8. 6.0L W12 Engine in the Audi A8L. Audi of America, Inc. Service Training. – November, 2004. – 80 p.
9. VW 3.2 and 3.6 liter FSI Engine. Service Training. - Volkswagen of America, Inc. 3800 Hamlin Road Auburn Hill, MI 48326, October 2006. – 68 p.

бензиновом аналоге. Следует отметить, что в расчетах приняты значения масс деталей кривошипно-шатунного механизма, соответствующие именно конструкциям дизелей, поэтому с учетом больших размеров деталей дизелей напряжения в них не должны превысить допустимые. Это подтверждает возможность построения 12-цилиндрового дизельного двигателя рядномещенной схемы практически с такими же габаритами, как и 8-цилиндрового V-образного дизеля равной мощности, но уже без системы наддува. Рис. 4, представленный концерном Volkswagen, наглядно демонстрирует сравнительные размеры блоков цилиндров и коленчатых валов таких двигателей, поскольку именно длина коленчатого вала в основном определяет длину двигателя.