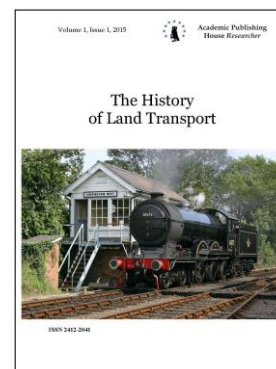


Copyright © 2016 by Academic Publishing House *Researcher*



Published in the Russian Federation  
The History of Land Transport  
Has been issued since 2015.  
ISSN: 2412-2041  
E-ISSN: 2413-760X  
Vol. 2, Is. 1, pp. 18-31, 2016

DOI: 10.13187/hlt.2016.2.18  
[www.ejournal38.com](http://www.ejournal38.com)



UDC 62

## The Boxer Engine Cylinder Capacity of 1,5 Liters with Turbocharging

Taras L. Cherniy <sup>a</sup>, Aleksei N. Terentev <sup>a</sup>

<sup>a</sup> Izhevsk state technical university, Russian Federation

### Abstract

The paper presents the information and constructive review of the boxer engine counterparts and types of modern engines boost. The authors conducted the thermal calculation on the basis of which there are received the technical parameters of reciprocating engine, working volume of 1500 cm<sup>3</sup> with turbo. We consider the estimates of the main technical parameters boxer engine with a turbocharger.

In conclusion the authors give the design of the internal combustion of engine boxer, as well as the principle functioning of its systems. The article presents the description of the working principle of various systems of pressurization.

**Keywords:** boxer engine, inline engine, supercharging, turbocharging, the force of inertia, power, torque.

### Введение

Важнейшей задачей в современном двигателестроении является проектирование и создание высокоэффективных, модифицированных наддувом, силовых агрегатов для получения необходимой мощности на выходном валу.

В мировом автомобилестроении наибольшее распространение получили рядные четырехцилиндровые, а также V-образные двигатели. Эта тенденция возникла в результате сравнительной простоты конструкции блока цилиндров и дешевизны его изготовления. Но при использовании рядного или V-образного расположения цилиндров в четырехцилиндровом двигателе невозможно получить полное уравнивание сил инерции 2-го порядка, однако их можно уравновесить при расположении цилиндров по оппозитной схеме. В результате данного технического решения существенно уменьшается вибрация двигателя, а, следовательно, вибронпряженность вспомогательных систем, тем самым увеличивается срок эксплуатации двигателя и комфортабельность езды. Также достоинством оппозитного двигателя является довольно низкий центр масс, позволяющий заметно увеличить устойчивость автомобиля.

Известно, что в настоящее время, для двигателей, устанавливаемых на легковые автомобили существуют следующие основные тенденции оптимизации конструкции [1]:

- снижение выброса вредных веществ;
- оптимизация массогабаритных показателей двигателя путем увеличения удельных мощностей и применения «материалопоглощающих» технологий.
- снижение себестоимости двигателя;
- оптимизация вибро-акустических качеств двигателя;

- снижение потребления горюче-смазочных материалов;
- удобство эксплуатации, простота и удобство технического обслуживания.

Оппозитная компоновка двигателя не способна удовлетворить всем вышеперечисленным параметрам, но обеспечивает высокую комфортабельность автомобилю и обладает следующими преимуществами:

- низкий центр масс силовой установки и автомобиля;
- низкий уровень вибраций в результате уравновешенных сил первого и второго порядков, а также уравновешенных крутящих моментов;
- удобное расположение в подкапотном пространстве, обеспечивающее доступ практически ко всем элементам конструкции двигателя;
- низкий уровень шума;
- быстрая приспособляемость к работе на переменных режимах в зависимости от условий эксплуатации.

Двигатели внутреннего сгорания с оппозитной компоновкой ввиду уравновешенности, рационального расположения в подкапотном пространстве и подходящих габаритов наиболее полно отвечают требованиям улучшения качественных параметров транспортного средства: комфортабельности, динамичности, устойчивости, маневренности, безопасности и дизайна. Но за счет дороговизны изготовления блоков цилиндров они применяются не на многих марках автомобилей. Из зарубежных производителей, например, оппозитные двигатели устанавливаются на автомобилях Subaru, Porsche и Citroen. В отечественной автопромышленности оппозитные двигатели вообще не применяются на легковых автомобилях. Поэтому задачей работы было определение возможных технических параметров оппозитного двигателя с наддувом с целью разработки проекта четырехцилиндрового бензинового двигателя с оппозитным расположением цилиндров с турбонаддувом мощностью не менее 110 кВт, при частоте вращения коленчатого вала  $n=6000 \text{ мин}^{-1}$  и степени сжатия  $\epsilon=10,1$  для легкового автомобиля.

На данном двигателе предполагается установить турбокомпрессор типа Waste Gate (см. дальше).

### ***Информационный обзор аналогов с турбонаддувом***

В информационном обзоре по теме работы были рассмотрены аналоги проектируемого двигателя [2].



**Рис. 1.** Автомобиль Subaru Impreza с двигателем объемом 1,5 л



**Рис. 2.** Автомобиль Toyota Vitz GRMN Turbo с двигателем объемом 1,5 л



**Рис. 3.** Автомобиль Mitsubishi Colt с двигателем объемом 1,5 л



**Рис. 4.** Автомобиль Porsche Boxster с двигателем объемом 3,5 л

Технические характеристики основных аналогов представлены в Таблице 1.

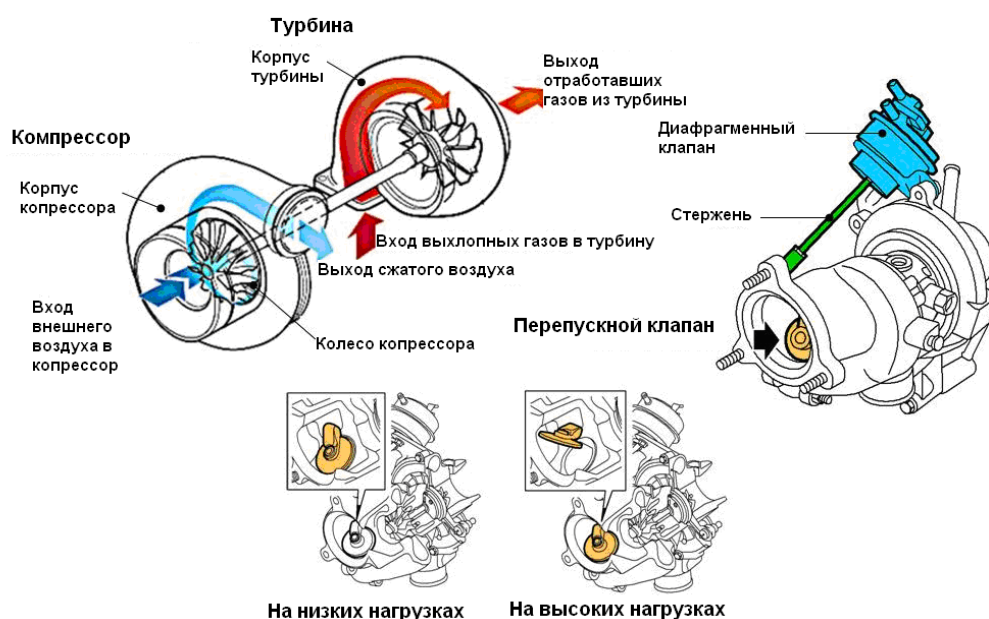
**Таблица 1.** Технические характеристики аналогов

Параметры	Subaru Impreza	Toyota Vitz GRMN Turbo	Mitsubishi Colt Ralliart 1.5 Turbo	Porsche Boxster 3.5	Subaru Impreza Turbo
Тип двигателя	1.5 бензин	1.5 бензин	1.5 бензин	3.5 бензин	1.5 бензин
Рабочий объем см <sup>3</sup>	1498	1496	1468	3436	1498
Количество цилиндров	4	4	4	6	4
Количество клапанов	16	16	16	32	16
Максимальная мощность, л.с. (об/мин)	107(78,6кВт)	152(112кВт)	150(110кВт)	315(232кВт)	150(110кВт)
Максимальный крутящий момент, Н*м при (об/мин)	142(4000)	206(4000)	210(3500)	360(6700)	172(4000)
Степень сжатия	11	10,2	9	12,5	10,1
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	77,7X79	75X84.7	75,5X82	97X77,5	77,7X79
Требование к топливу	АИ-95	АИ-95	АИ-95	АИ-95	АИ-98
Тип привода	Полный	Передний	Передний	Задний	Полный
Количество передач	5 МКПП	5 МКПП	5 МКПП	6 МКПП	5 МКПП
Габариты (длина, ширина, высота), мм	4595/1795/1475	2940/190/1250	3880/1695/1520	4374/1801/1281	4595/1795/1475
Дорожный просвет, мм	135	125	140	104	135
Разгон 0-100км/ч	14.0	9.0	8.0	5.1	9.5
Максимальная скорость км/ч	175	212	210	270	210
Наличие турбонаддува	отсутствует	присутствует	присутствует	отсутствует	присутствует
Расход топлива в городе, л/100км	9.6	5.2	9.2	12.4	12
Расход топлива на трассе, л/100	6.3	3.0	7	6.2	8
Смешанный расход, л/100 км	7.5	3.8	8	8.7	9

### Турбокомпрессор

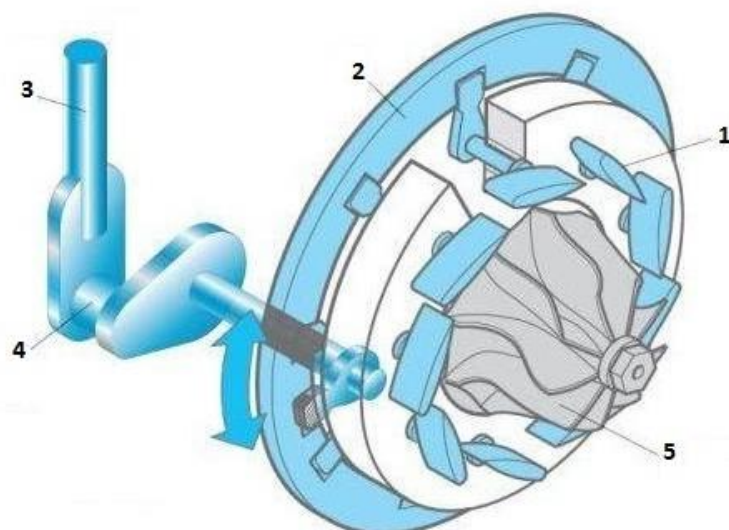
Ведущие автопроизводители планомерно переводят все свои модели на двигатели с турбонаддувом [3, 4]. Например, у дебютировавшего в 2007 году Volkswagen Tiguan вообще не было атмосферных моторов. Бензиновый двигатель 1.4 TSI Twincharger с комбинированным наддувом и турбодизель 2.0 TDI развивают 150, либо 170 л.с., турбомотор 2.0 TFSI — 200 л.с. Данная ситуация вполне логична — двигатель с системой турбонаддува более экологичен, экономичен и обладает большей мощностью при меньшей массе. Новейшие технологии в будущем позволят достичь новых высот при проектировании наддувных двигателей, а пока, рассмотрим существующие.

**Турбонаддув Waste Gate.** Турбонагнетатель имеет один вал, на котором жёстко закреплены две крыльчатки – турбинная и насосная. Турбинная крыльчатка – воспринимает энергию выхлопного газа и через вал, приводит во вращение насосную крыльчатку. Насосная крыльчатка предназначена для захвата и закачивания воздуха во впускной коллектор. Устанавливается турбонагнетатель в разрез выпускной системы. Чем выше обороты коленчатого вала, тем больше поток выхлопных газов, следовательно – турбонагнетатель будет работать с большей производительностью. Чем ниже обороты коленчатого вала – тем меньше поток выхлопных газов, следовательно – турбонагнетатель будет работать с меньшей производительностью.



**Рис. 5.** Турбонаддув Waste Gate

**Турбонаддув VNT или VGT.** Первым турбокомпрессором с изменяемой геометрией (VNT - Variable Nozzle Turbine или VGT - Variable Geometry Turbine) в 1995 году стал турбокомпрессор для Фольксвагена Multivane с 1,9 литровым двигателем TDI. Принцип действия VNT турбокомпрессора заключается в оптимизации потока выхлопных газов, направляемых на крыльчатку турбины. На низких оборотах двигателя и малом количестве выхлопных газов VNT турбокомпрессор направляет весь поток выхлопных газов на колесо турбины, тем самым увеличивая ее мощность и давление наддува. При высоких оборотах и высоком уровне газового потока турбокомпрессор VNT располагает подвижные лопатки в открытом положении, увеличивая площадь сечения и отводя часть выхлопных газов от крыльчатки, защищая себя от превышения оборотов и поддерживая давление наддува на необходимом двигателю уровне, исключая увеличение давления.



1 – направляющие лопатки; 2 – кольцо; 3 – рычаг; 4 – тяга вакуумного привода;  
5 – турбинное колесо

**Рис. 6.** Турбина с изменяемой геометрией VGT

Двигатель с системой VNT, имеет лучший отклик, производит большую мощность и крутящий момент, потребляет меньше топлива и обеспечивает снижение вредных выбросов по сравнению с двигателем, связанным с турбокомпрессором традиционным байпасным клапаном. Благодаря короткому времени отклика и плавному ускорению улучшается управляемость машиной и срок ее службы. По сравнению с турбокомпрессором, оборудованным байпасом, турбокомпрессор VNT, более эффективный в более широком диапазоне величин потока, имеет следующие 3 основных преимущества:

1. Более высокая мощность: при определенной скорости двигателя и для заданного давления наддува модели VNT обеспечивают большую разность давлений и снижают температуру газов на выходе из двигателя.

2. Большой крутящий момент: при низких оборотах двигателя модели VNT обеспечивают повышенное давление наддува.

3. Экономия топлива и снижение выброса вредных веществ в атмосферу: контролируемые непосредственно системой управления двигателем, турбокомпрессоры VNT оптимизируют сгорание.

Однако основной проблемой VNT турбокомпрессора является недостаточная устойчивость конструкции к высоким температурам. По этой причине основным местом первоначального применения технологии VNT стали дизельные двигатели. Первой «ласточкой» в применении турбины с изменяемой геометрией на бензиновых двигателях стала компания Porsche с ее новой моделью Porsche 911 Turbo.

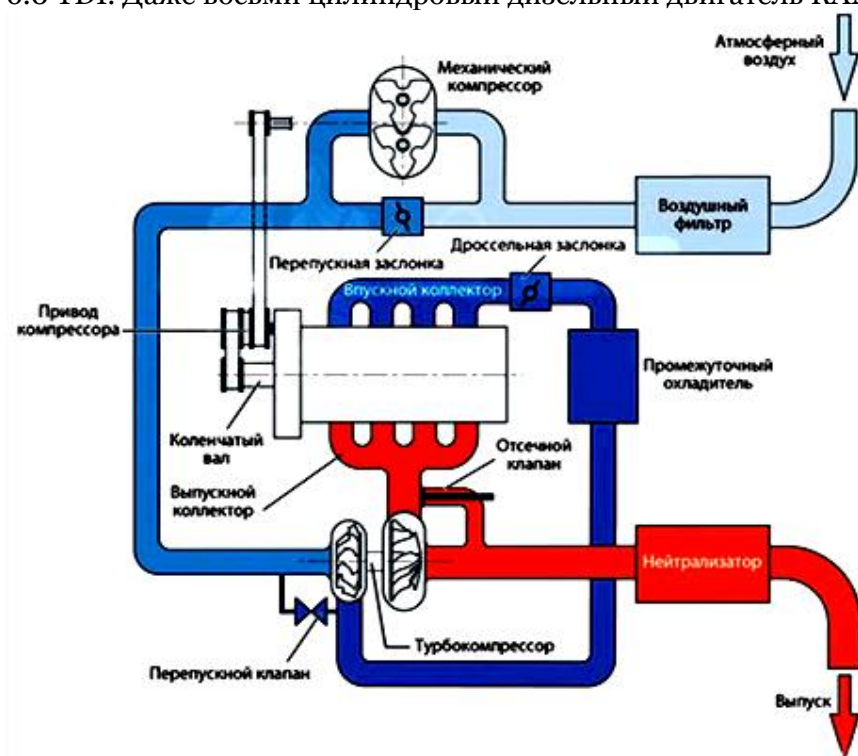
## Турбонаддув (Битурбо) Biturbo



**Рис. 7.** Параллельный турбонаддув (Битурбо) Biturbo.

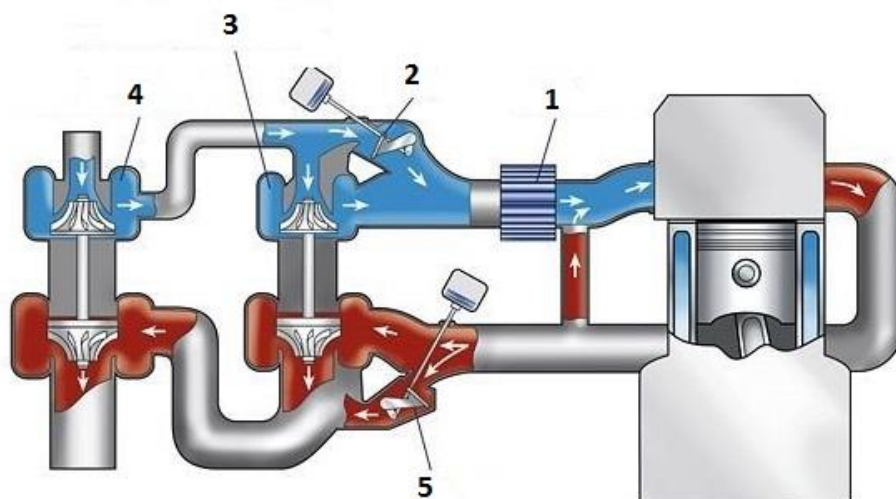
При параллельном наддуве, вместо одной большой, используют две одинаковых маленьких турбины, которые работают независимо друг от друга. Чем меньше турбина, тем быстрее она раскручивается, тем более «отзывчивым» получается двигатель. Две турбины ставят на V-образные двигатели, по одной на каждую «половинку».

За примером параллельного наддува долго ходить не придется — это и знаменитый двигатель V6 Audi 2.7 Biturbo, и V8 Audi 4,2 Biturbo. Да и новые дизельные двигатели большого объема стали оснащать двумя турбокомпрессорами — 4.2 TDI, или новейший W12 6.0 TDI. Даже восьми цилиндровый дизельный двигатель КАМАЗа имеет две турбины!



**Рис. 8.** Двигатель с системой TSI Twincharger (последовательный наддув)

Очень необычную вариацию на тему последовательного турбонаддува предложили инженеры фирмы «Фольксваген». В двигателях семейства TSI приводной нагнетатель и турбокомпрессор работают совместно. Пока обороты невелики, воздух подает нагнетатель, а турбина раскручивается вхолостую, без нагрузки. По мере роста оборотов агрегат потребляет все больше мощности на привод, а это расточительно. Поэтому после 2400 об/мин открывается перепускная заслонка, подающая воздух в обход нагнетателя. Электромагнитная муфта в его приводе отключает устройство. Одновременно закрывается перепускной клапан турбокомпрессора, и турбокомпрессор, успевший набрать скорость на холостом ходу, включается в работу. Результат: с 1,4-литрового мотора снимают 170 л.с., а момент больше 200 Н м двигатель выдает уже при 1250 об/мин.



1 – охладитель наддувочного воздуха; 2 – перепускной клапан наддува;  
3 – турбокомпрессор ступени высокого давления; 4 – турбокомпрессор ступени низкого давления; 5 – перепускной клапан отработавших газов

**Рис. 9.** Двухступенчатый турбонаддув

Самой совершенной в техническом плане является система двухступенчатого турбонаддува. С 2004 года система двухступенчатого турбонаддува применяется на ряде дизельных двигателей от фирмы Opel. Другой производитель - компания BorgWarner Turbo Systems внедряет систему на дизельные двигатели BMW и Cummins.

Система двухступенчатого турбонаддува состоит из двух турбокомпрессоров разного размера, установленных последовательно в выпускном и впускном (воздушном) трактах. В системе используется клапанное регулирование потока отработавших газов и нагнетаемого воздуха.

При низких оборотах двигателя перепускной клапан отработавших газов закрыт. Отработавшие газы проходят через малый турбокомпрессор (имеет минимальную инерцию и максимальную отдачу) и далее через большой турбокомпрессор. Давление отработавших газов невелико. Поэтому большая турбина почти не вращается. На впуске перепускной клапан наддува закрыт. Воздух проходит последовательно через большой (первая ступень) и малый (вторая ступень) компрессоры.

С ростом оборотов осуществляется совместная работа турбокомпрессоров. Перепускной клапан отработавших газов постепенно открывается. Часть отработавших газов идет непосредственно через большую турбину, которая раскручивается все более интенсивно. На впуске большой компрессор сжимает воздух с определенным давлением, но оно недостаточно большое. Поэтому далее сжатый воздух поступает в малый компрессор, где происходит дальнейшее повышение давления. Перепускной клапан наддува при этом по-прежнему закрыт.

При полной нагрузке перепускной клапан отработавших газов открыт полностью. Газы практически полностью проходят через большую турбину, раскручивая ее до максимальной частоты. Малая турбина останавливается. На впуске большой компрессор



обеспечивает максимальное давление наддува. Малый компрессор, наоборот, создает препятствие для воздуха, поэтому в определенный момент открывается перепускной клапан наддува и сжатый воздух поступает напрямую к двигателю.

Таким образом, система двухступенчатого турбонаддува обеспечивает эффективную работу турбокомпрессоров на всех режимах работы двигателя. Система разрешает известное противоречие двигателей между высоким крутящим моментом на низких оборотах и максимальной мощностью на высоких оборотах. С помощью двухступенчатых турбокомпрессоров номинальный крутящий момент достигается быстро и поддерживается в широком диапазоне оборотов двигателя, обеспечивается максимальное повышение мощности.

Конструкторы без усталости продолжают поиск новых решений. Так, например, поскольку температура отработавших газов современных двигателей порой превышает 1300°C, появляются роторы из высокопрочной термостойкой и легкой керамики.

### **Тепловой расчет бензинового четырехтактного оппозитного поршневого двигателя**

**Таблица 2.** Основные исходные данные для теплового расчета [1, 3, 5]

<b>Параметр</b>	<b>Обозначение</b>	<b>Значение</b>	<b>Размерность</b>
Номинальная мощность	Ne	110	кВт
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	S/D	1,0167	
Число цилиндров	i	4	
Число оборотов при номинальной мощности	n <sub>ном</sub>	6000	об/мин
<b>Степень сжатия</b>	$\varepsilon$	10.1	
Количество тактов	$\tau$	4	
Зажигание	-	искровое	
Наддув	-	имеется	
Топливо	-	бензин	
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	$\lambda$	0,25	
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha$	1	
Давление окружающей среды	P <sub>o</sub>	0,1	МПа
Температура окружающей среды	T <sub>o</sub>	328,98	К
Приращение температуры в процессе подогрева от стенок	$\Delta T$	6	К
Температура остаточных газов	T <sub>г</sub>	1040	К
Давление остаточных газов	P <sub>г</sub>	0,135	МПа
Коэффициент, определяющий Pa,	K <sub>Pa</sub>	0,85	
<b>Коэффициент использования теплоты в точке z</b>	$\xi_z$	0,98	
Коэффициент, учитывающий теплоотдачу в стенку в процессе сжатия	$\upsilon$	0	
Коэффициент дозарядки	$\zeta_{с.з.}$	1,15	
Коэффициент продувки	$\zeta_{оч}$	1	
Коэф-нт, определяющий действительное давление P <sub>z</sub>	$\varphi_{Pz}$	0,85	
Коэффициент полноты диаграммы	$\varphi_{Pi}$	0,95	
<b>Давление наддува</b>	P <sub>к</sub>	0,15	МПа
Показатель политропы сжатия в компрессоре	n <sub>к</sub>	1,4	
Потери давления в воздушном холодильнике	$\Delta P_{хол}$	0	МПа
Приращение температуры при охлаждении	$\Delta T_{хол}$	0	К
Состав и свойства горючего - Содержание углерода	C	0,855	

-	Содержание водорода	H	0,145	
-	Содержание кислорода	O	0,000	
-	Теплота сгорания	H <sub>u</sub>	43930	кДж/кг
-	Молекулярная масса	m <sub>T</sub>	115	кг/кмоль

Тепловой расчет четырехтактного двигателя с распределенным впрыском топлива позволил получить следующие расчетные значения параметров:

### I. Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$P_{ip} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 1,84 \text{ МПа}$$

Действительное среднее индикаторное давление

$$P_i = \varphi_u \cdot P'_i = 1,7557 \text{ МПа}$$

Индикаторный КПД

$$\eta_i = P_i \cdot l_0 \cdot \alpha / (H_u \cdot \rho_k \eta_V) = 0,4492$$

Индикаторный удельный расход

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = 182,46 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

### II. Эффективные показатели двигателя

Среднее давление механических потерь и средняя скорость поршня.

Для двигателя аналога ход поршня  $S=79$  мм, тогда подставив его в формулу для определения скорости поршня, получим при  $n_N = 6000 \text{ мин}^{-1}$

$$V_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n_N}{3 \cdot 10^4} = 15,8 \text{ м/с}$$

Тогда

$$P_M = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{n.c.p.} = 0,2892 \text{ МПа},$$

Среднее эффективное давление

$$P_e = P_i - P_M = 1,4665 \text{ МПа}$$

Механический КПД

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_i} = 0,8353$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,375$$

Эффективный удельный расход топлива

$$g_e = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_e} = 218,579 \text{ г/кВт} \cdot \text{ч}$$

Основные параметры цилиндра и двигателя:

Литраж двигателя

$$V_{\lambda} = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_e}{P_e \cdot n} = 1,5001 \text{ л}$$

Рабочий  
цилиндра                      объем

$$V_h = \frac{V_{\lambda}}{i} = 0,375 \text{ л}$$

$$S = 79 \text{ мм}$$

Диаметр цилиндра. Так как ход поршня предварительно был принят

$$D = 2 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{V_h / (\pi \cdot S)} = 77,76 \text{ мм}$$

Ход поршня

$$S = D \cdot \frac{S}{D} = 79 \text{ мм}$$

Окончательно, для проектируемого двигателя принимаются значения соответствующие  $D = 77.7 \text{ мм}$  и  $S = 79 \text{ мм}$ .

Площадь поршня

$$F_n = \pi \cdot D^2 / 4 \cdot 100 = 47,51 \text{ см}^2$$

Литраж двигателя

$$V_l = \frac{30 \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = 1,5015 \text{ л}$$

Эффективная мощность

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_l \cdot n}{30 \cdot \tau} = 110,09 \text{ кВт}$$

Литровая мощность

$$N_l = \frac{N_e}{V_l} = 73,32 \text{ кВт}$$

Крутящий момент

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n} = 175,35 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Часовой расход топлива

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} = 24,06 \text{ кг/ч}$$

Средняя скорость поршня

$$V_{n.c.p.} = \frac{S \cdot n_N}{3 \cdot 10^4} = 15,8 \text{ м/с}$$

### Внешняя скоростная характеристика

При построении внешних скоростных характеристик используются результаты теплового расчета, проведенного для номинального режима работы двигателя. Построение кривых скоростной характеристики ведется в интервале от  $n_{\min} = 1000 \text{ мин}^{-1}$  до  $n_{\max} = 1,1 \cdot n_N = 1,1 \cdot 6000 = 6600 \text{ мин}^{-1}$ .

Максимальная частота вращения коленчатого вала ограничена следующими факторами:

- условиями качественного протекания рабочего процесса,
- термическим напряжением деталей,
- допустимой величиной инерционных усилий.

А минимальная – определяется условиями устойчивой работы двигателя при полной нагрузке.

Расчетные точки кривых: эффективной мощности, крутящего момента, часового и эффективного расходов топлива определяются по следующим эмпирическим зависимостям от 1000 до 6000  $\text{мин}^{-1}$  через 1000  $\text{мин}^{-1}$ , и далее с 6000  $\text{мин}^{-1}$  до 6600  $\text{мин}^{-1}$ .

Эффективная мощность  $N_{ex}$  на номинальном режиме работы:

$$N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n_N} \cdot \left[ 1 + \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right] = 110,09 \text{ кВт}$$

где  $N_e$  и  $n_N$  - номинальная эффективная мощность (кВт) и частота вращения коленчатого вала ( $\text{мин}^{-1}$ ) при номинальной мощности;  $N_{ex}$  и  $n_x$  - эффективная мощность

(кВт) и частота вращения коленчатого вала ( $\text{мин}^{-1}$ ) в искомой точке скоростной характеристики двигателя.

Точки кривой эффективного крутящего момента ( $H \cdot м$ ) определяют по формуле:

$$M_{ex} = 3 \cdot 10^4 \cdot N_{ex} / (\pi \cdot n_x)$$

Крутящий момент  $M_{ex}$  на номинальном режиме работы:

$$M_{eN} = 3 \cdot 10^4 \cdot N_{eN} / (\pi \cdot n_N) = 175,15 H \cdot м$$

Удельный эффективный расход топлива,  $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ , на номинальном режиме:

$$g_{ex} = g_{eN} \cdot \left[ 1,2 - 1,2 \cdot n_x / n_N + (n_x / n_N)^2 \right] = 0,374 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$$

где  $g_{eN}$  - эффективный расход при номинальной мощности,  $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ .

Часовой расход топлива, на номинальном режиме соответственно:

$$G_{Tx} = g_{ex} \cdot N_{ex} = 41,14 \text{ кг}/\text{ч}$$

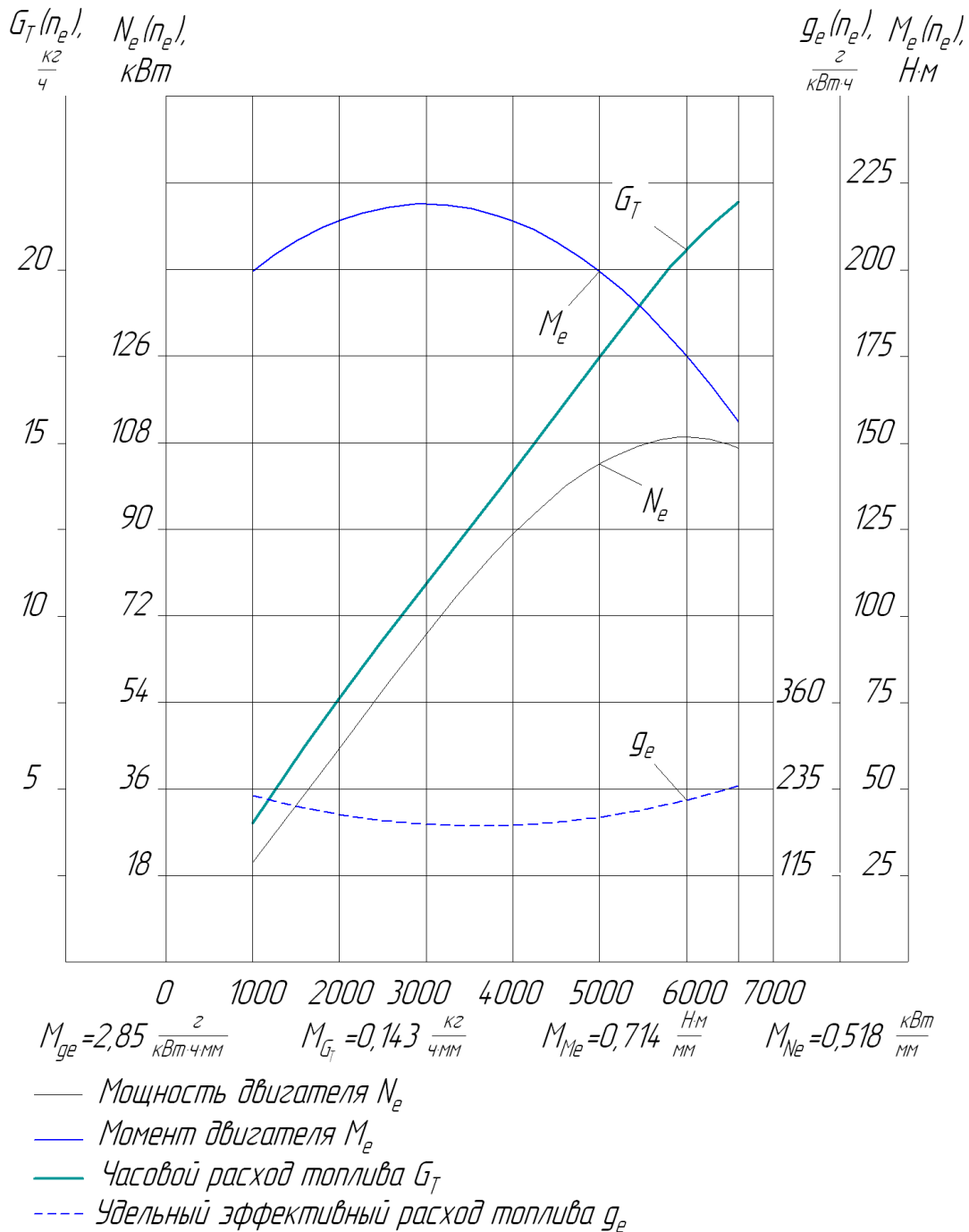
Подсчитанные значения всех вышеназванных параметров ВСХ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала занесены в таблицу 3. По рассчитанным точкам в принятых и указанных масштабах построены графики мощности, крутящего момента и расходов топлива.

Вид внешних скоростных характеристик для двигателя представлен на рисунке 10.

**Таблица 3.** Расчетные параметры ВСХ для оппозитного двигателя

п, об/мин	$N_{ex}$ , кВт	$M_{ex}$ , Нм	$g_{ex}$ , кг/кВт*ч	$G_{Tx}$ , кг/ч
1000	20,88	199,49	0,224	4,68
2000	44,81	214,08	0,198	8,91
3000	68,75	218,95	0,185	12,75
4000	89,63	214,08	0,184	16,51
5000	104,4	199,49	0,195	20,37
6000	110,09	175,35	0,218	24,06
6600	107,69	155,89	0,237	25,61

На этих характеристиках для двигателя можно отметить максимальную  $n_{max} = 6600 \text{ об}/\text{мин}$  и минимально устойчивую  $n_{min} = 1000 \text{ об}/\text{мин}$  частоты вращения коленчатого вала при полном открытии дроссельной заслонки. Максимальный крутящий момент двигателя –  $M_{max} = 218,95 H \cdot м$  при  $n_M = 3000 \text{ об}/\text{мин}$ . Максимальное значение мощности –  $N_{max} = 110,09 \text{ кВт}$  при  $n_N = 6000 \text{ об}/\text{мин}$ . Минимальный удельный расход топлива  $g_{min} = 0,183 \text{ кг}/\text{кВт} \cdot \text{ч}$  – при частоте вращения  $n_g = 3600 \text{ об}/\text{мин}$ .



**Рис. 10.** Внешняя скоростная характеристика

**Заключение**

В ходе работы:

1. Произведен тепловой, кинематический, динамический расчеты. Полученные данные позволили определить термодинамические параметры двигателя и геометрические размеры его деталей.
2. В результате анализа требований к современным ДВС выбрана оппозитная схема двигателя, имеющая преимущества по следующим показателям: уравновешенность, меньшая вибронпряженность, низкий центр масс и малые линейные размеры.
3. Приведено описание конструкции оппозитного двигателя внутреннего сгорания, а также принцип функционирования его систем. Приведено описание принципа работы различных систем наддува.
4. Проработана конструкция двигателя и его систем, разработан сборочный чертеж.

5. Выполненная работа может служить основой рабочего проекта отечественного оппозитного двигателя с турбонаддувом.

### **Литература**

1. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебное пособие для вузов. / А.И. Колчин, В.П. Демидов 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2002. 496 с.
2. Мультимедийное руководство SUBARU Legacy/Outback с 1999 по 2003 гг. выпуска / Издатель: ООО «РМГ Мультимедиа».
3. Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом. М.: Легион-Автодата, 2004. 176 с.
4. Автомобили и автомобилестроение / Под ред. А.М. Болдина. М: Машиностроение, 1984. 325 с.
5. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания: Учебник для вузов / Н.Х. Дьяченко, Б.А. Харитонов, В.М. Петров и др.; Под ред. Н.Х. Дьяченко. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979. 392 с.

### **References**

1. Kolchin A.I. Raschet avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej: Uchebnoe posobie dlja vuzov. / A.I. Kolchin, V.P. Demidov 3-e izd., pererab. i dop. M.: Vyssh. shk., 2002. 496 s.
2. Mul'timedijnoe rukovodstvo SUBARU Legacy/Outback s 1999 po 2003 gg. vypuska / Izdatel': ООО «RMG Mul'timedia».
3. Patrah'al'cev N.N., Savastenko A.A. Forsirovanie dvigatelej vnutrennego sgoranija nadduvom. M.: Legion-Avtodata, 2004. 176 s.
4. Avtomobili i avtomobilestroenie / Pod red. A.M. Boldina. M: Mashinostroenie, 1984. 325 s.
5. Konstruirovanie i raschet dvigatelej vnutrennego sgoranija: Uchebnik dlja vtuzov / N.H. D'jachenko, B.A. Haritonov, V.M. Petrov i dr.; Pod red. N.H. D'jachenko. L.: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1979. 392 s.

УДК 62

## **Оппозитный двигатель рабочим объемом 1,5 литра с турбонаддувом**

Тарас Любомирович Черный<sup>а</sup>, Алексей Николаевич Терентьев<sup>а</sup>

<sup>а</sup> Ижевский государственный технический университет, Российская Федерация

**Аннотация.** Проведен информационно-конструктивный обзор по оппозитным двигателям аналогам и типам наддува современных двигателей. Проведен тепловой расчет, на основании которого получены технические параметры оппозитного двигателя рабочим объемом 1500 см<sup>3</sup> с турбонаддувом. Рассматриваются расчетные данные основных технических параметров оппозитного двигателя с турбонаддувом. В заключение авторами было приведено описание конструкции оппозитного двигателя внутреннего сгорания, а также принцип функционирования его систем. Приведено описание принципа работы различных систем наддува.

**Ключевые слова:** оппозитный двигатель, рядный двигатель, наддув, турбонаддув, силы инерции, мощность, крутящий момент.