

COMPARATIVE ANALYSIS OF PARAMETERS OF COMBINED DIESEL ENGINES OF HEAVY-DUTY VEHICLES

Abstract: A comparative analysis of the parameters of combined diesel engines of heavy-duty vehicles is given. As a result, a forecast is given for the promising parameters of KAMAZ P6 diesels. It is noted that with the existing restrictions on emissions of harmful substances, it is necessary to introduce fundamental changes in the workflow in order to achieve a thermal efficiency of engines of more than 0.5 and higher.

Keywords: Internal combustion engine, diesel, comparative analysis, efficiency.

УДК 621.43.004

Румянцев В.В., кандидат технических наук, доцент, Набережночелнинский институт ФГАОУ ВПО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», e-mail: vvr1954@mail.ru

Нуриев Г. А., студент 4-го курса направления подготовки 13.03.03 Энергетическое машиностроение, профиль – двигатели внутреннего сгорания, Набережночелнинский институт ФГАОУ ВПО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», e-mail: fox.99999966@gmail.com

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ ПРИВОДНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ И ТУРБОКОМПРЕССОРА В СОСТАВЕ ДВИГАТЕЛЯХ ИСКРОВОГО ЗАЖИГАНИЯ НА АВТОМОБИЛЯХ КАТЕГОРИИ М1

Аннотация: Проведен расчетный сравнительный анализ эффективности применения турбокомпрессоров и приводных нагнетателей в составе поршневых двигателей внутреннего сгорания с принудительным воспламенением рабочей смеси. Приведены зависимости для оценки потерь мощности на привод приводного нагнетателя.

Ключевые слова: Двигатель внутреннего сгорания, принудительное воспламенение, наддув, приводной нагнетатель, турбокомпрессор, расчетный анализ.

Отечественные автопроизводители на сегодняшний день не производят двигателей искрового зажигания с наддувом. Известны попытки создания

опытных моторов для автомобилей ВАЗ совместно с английской компанией Ricardo, сведения о которых появились в 2013 году. Позже в 2019 году появилась информация об установке на автомобилях «Лада» двигателей Renault H5Ht (TCe 150), созданный совместно с Daimler AG и последующей локализацией производства на территории РФ. По понятным причинам в настоящее время эти планы не были реализованы.

Совместно с Тольяттинским государственным университетом (ТоГУ) АвтоВАЗ в 2015 году планировал испытания двигателя ВАЗ-11192 с приводным нагнетателем.

Преимущество приводных нагнетателей заключается в быстром отклике на изменение режимов работы самого двигателя. К недостаткам следует отнести следующее: невозвратные потери мощности на привод и ограничение по степени повышения давления π_K , которое ограничено обычно значением 1,8. Схема комбинированного двигателя с приводным нагнетателем приведена на рисунке 1.

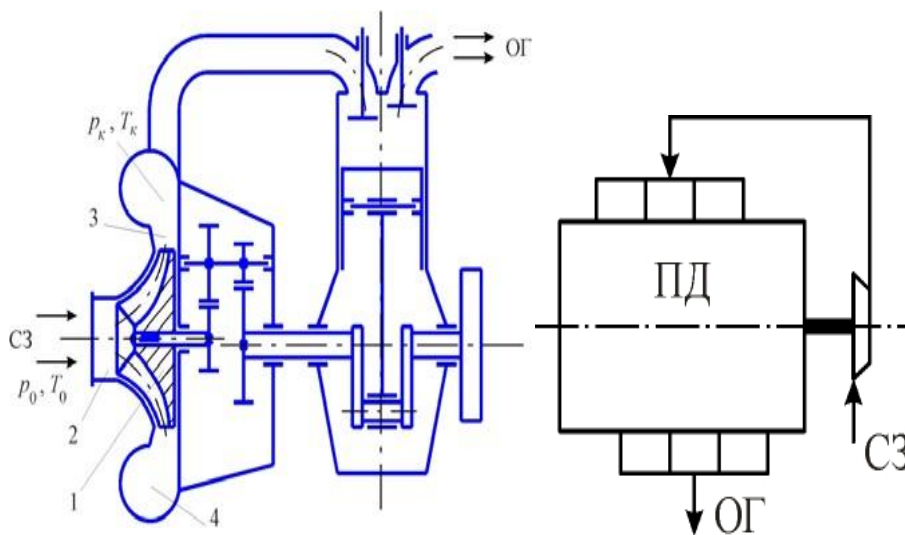


Рис.1. Принципиальная схема комбинированного двигателя с механической связью:

1 – колесо компрессора; 2 – входное устройство; 3 – диффузор; 4 – воздухохоборник; ПД – поршневой двигатель; ОГ – отработавшие газы; СЗ – свежий заряд.

В качестве приводных нагнетателей обычно применяются нагнетатели объемного типа Roots, они проще по конструкции по сравнению с нагнетателями типа Lysholm [1, 6], а значит дешевле (Рисунок 2). Габаритные размеры и масса подобных нагнетателей зависит от массового расхода рабочего тела (воздуха) через них. Поэтому в двигателях VW TSI приводной нагнетатель работает на частичных режимах, далее включается турбокомпрессор. Вследствие нагрева воздуха в нагнетателях данного типа необходимо применение охладителя, что также усложняет и удорожает конструкцию двигателя. Установка охладителя обусловлена и борьбой с негативным для двигателей искрового зажигания явлением – детонацией. Давление наддува ограничено значениями 0,18...0,20 МПа, что вполне приемлемо для ДВС искрового зажигания. Адиабатический КПД $\eta_{KS} = 0,6...0,8$ в диапазоне степени повышения давления 1,1...2,0 [2].

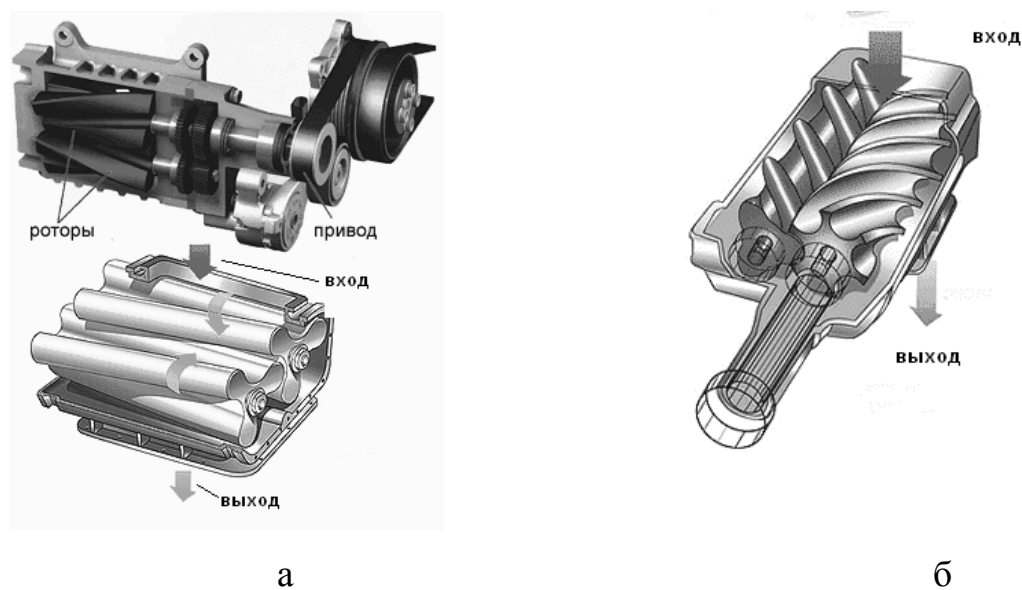


Рис. 2. Приводные винтовые компрессоры:

а – типа ROOTS (Рутс); б – типа Lysholm (Лисхольм)

Затраты мощности N_K (Вт) на осуществление процесса сжатия воздуха в нагнетателях (компрессорах) любого типа:

$$N_K = G_B \times \frac{H_{KS}}{\eta_{KS}},$$

где: G_B – расход воздуха через компрессор [кг/с], H_{KS} – удельная работа сжатия (напор) [Дж/кг], η_{KS} – адиабатический (изоэнтропный) КПД.

Удельная работа сжатия в свою очередь определяется:

$$H_{KS} = \frac{k}{k-1} R \times T_{K1} \times \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

Здесь $\pi_k = P_{2K}/P_{1K}$ – степень повышения давления воздуха в компрессоре; T_{K1} – температура воздуха на входе в компрессор; $k = 1,41$ – показатель адиабаты идеального газа (воздуха); $R=297,3$ Дж/(кг×К) – массовая газовая постоянная для воздуха.

С целью определения затрат мощности на привод компрессора были проведены следующие расчеты:

- расчет удельной работы сжатия (удельного напора) H_{KS} при расходе $G_B=1$ кг/с;
- расчет воздуха через двигатель рабочим объемом $V_h = 1,6$ л ($1,6 \times 10^{-3}$ м³) при различных значениях $\pi_k = 1,4 \dots 2,0$ и частоте вращения коленчатого вала двигателя ($n = 0 \dots 5600$ мин⁻¹).

Диапазон значений расхода воздуха при различных значениях π_k и КПД η_{KS} ограничивался значениями $0,02 \dots 0,16$ кг/с.

Зависимость удельной работы H_{KS} от степени повышения давления π_k приведена на рис. 3.

Затраты мощности на привод компрессора при различных значениях расхода G_B и КПД η_{KS} иллюстрированы графиком на рис.4.

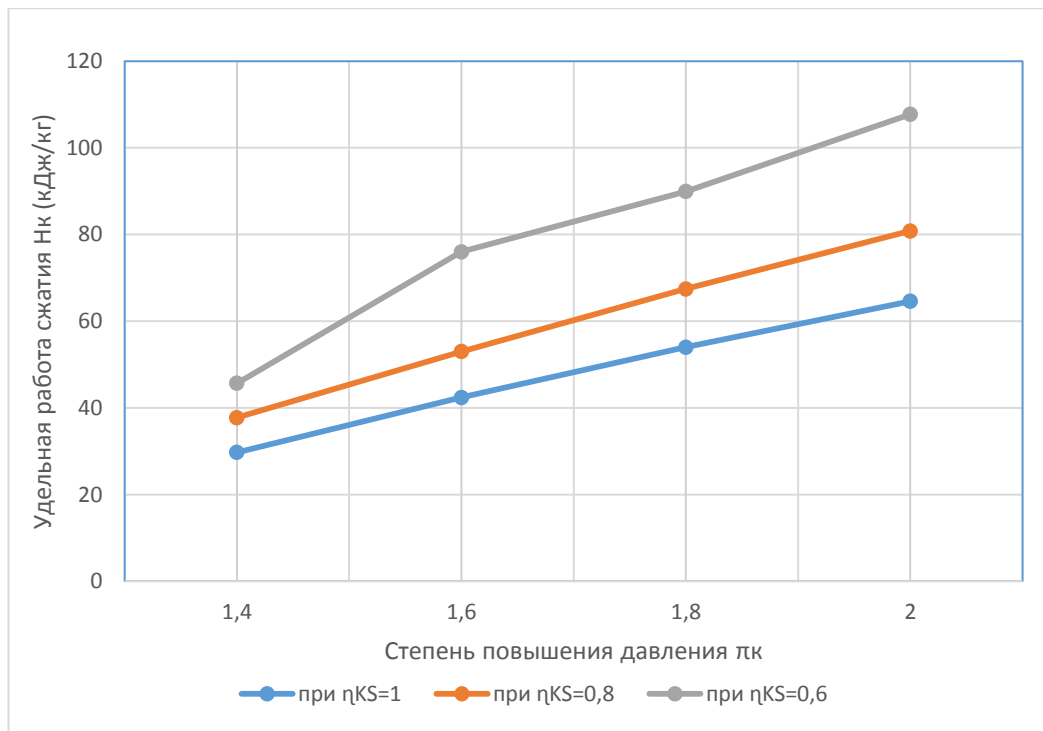


Рис.3. Зависимость удельной работы сжатия от степени повышения давления и адиабатического КПД

Степень повышения давления воздуха в компрессорной ступени турбокомпрессора задавалась исходя из условия $\pi_k = 2,0$.

Остальные исходные данные (углы опережения зажигания, фазы газораспределения, продолжительность сгорания и т.д.) задавались согласно рекомендациям [7]. Сочетанием отдельных параметров достигалось значения коэффициентов избытка воздуха $\alpha \approx 1,0$. При этом контролировалась эмиссия вредных веществ в отработавших газах и удельный эффективный расход топлива.

Внешняя скоростная характеристика того же двигателя, но со свободным турбокомпрессором показана на рис.5 [7]. Расчет проводился на девяти скоростных режимах работы двигателя .

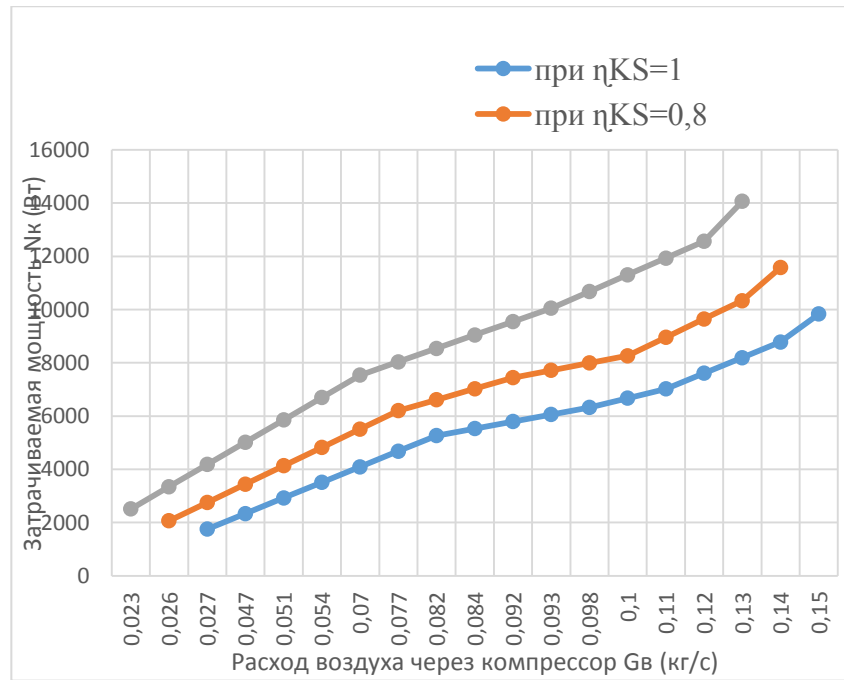


Рис.4. Затраты мощности на привод компрессора при различных расходах воздуха и КПД

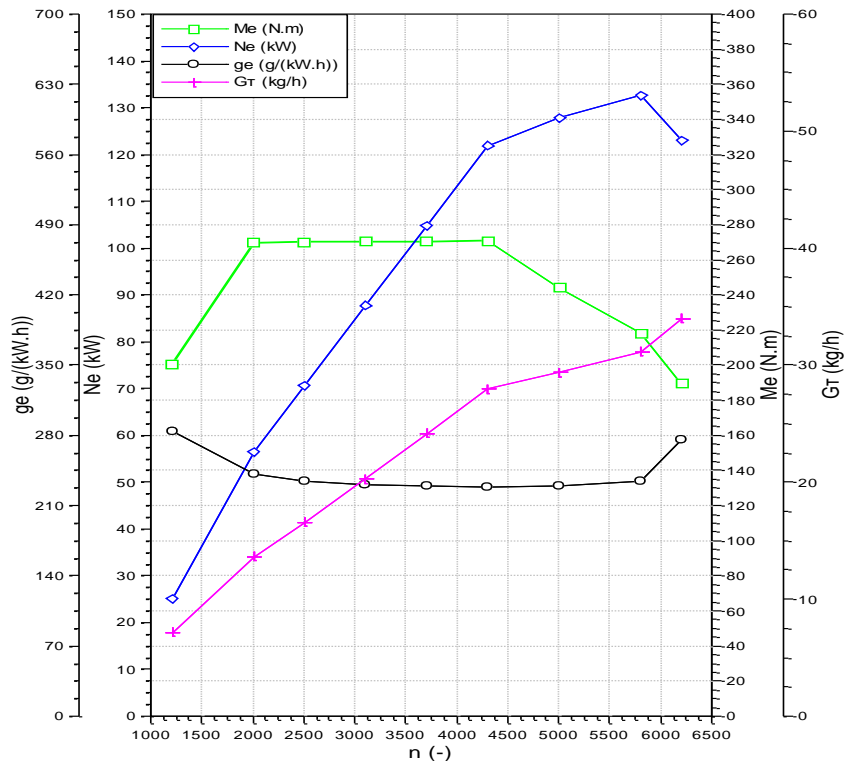


Рис.5. Внешняя скоростная характеристика двигателя

В результате анализа характеристик компрессорных ступеней различных турбокомпрессоров, выпускаемых отечественными производителями [5], был

выбран турбокомпрессор производства ПАО КАМАЗ ТКР7С- 6 Характеристика компрессорной ступени данного турбокомпрессора показана на рис.4 [5], на которую нанесена линия (толстая сплошная) совместных режимов работы с самим двигателем.

По результатам теплового расчета расход воздуха через двигатель изменялся от 0,0548 кг/с при частоте вращения коленчатого вала $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ до 0,1680 кг/с при $n=5800 \text{ мин}^{-1}$.

При этом степень повышения давления в компрессоре сохранялась постоянной $\pi_k = 2,0$ в указанном диапазоне частот.

Видно, что часть расходной характеристики двигателя лежит за границей помпажа, что недопустимо. Поэтому в диапазоне часто вращения коленчатого вала от 2000 мин^{-1} до 3600 мин^{-1} сделана корректировка расходной характеристики (толстая пунктирная линия на рис.6). Данная линия удалена от границы помпажа на расстоянии $\Delta K_y = 10...12\%$. Указанные значения коэффициента запаса устойчивой работы ΔK_y на практике реализуются соответствующими значениями цикловой подачи топлива $q_{т.ц}$ и регулированием турбины, о чем речь пойдет ниже.

Проведенные тепловые расчеты для двигателя ВАЗ-21126 ($V_h = 1,6 \text{ л}$; $n = 5600...6800 \text{ мин}^{-1}$) при значении $\pi_k = 2,0$ показали возможность форсирования по мощности на номинальном режиме работы:

- для варианта с турбокомпрессором 1,36...1,86 (до $N_e = 132 \text{ кВт}$)
- для варианта с приводным компрессором 1,16...1,6.

Важно подчеркнуть, что по результатам теплового расчета значения адиабатического КПД компрессорной ступени составило $\eta_{кs} = 0,71$ при $n=4300 \text{ мин}^{-1}$ и $\eta_{кs} = 0,73$ при $n=5800 \text{ мин}^{-1}$.

В заключении можно отметить, что форсирование двигателей искрового зажигания с помощью приводных нагнетателей (компрессоров) вполне возможно и эффективно. Тем более, что применение турбокомпрессоров типа ТКР потребует их регулирования [3,4], а значит, усложнения конструкции ТКР.

В силу указанных обстоятельств зарубежные производители двигателей, такие как DaimlerChrysler, Ford и General Motors, устанавливают на некоторые свои автомобили механические нагнетатели типа Рутс.

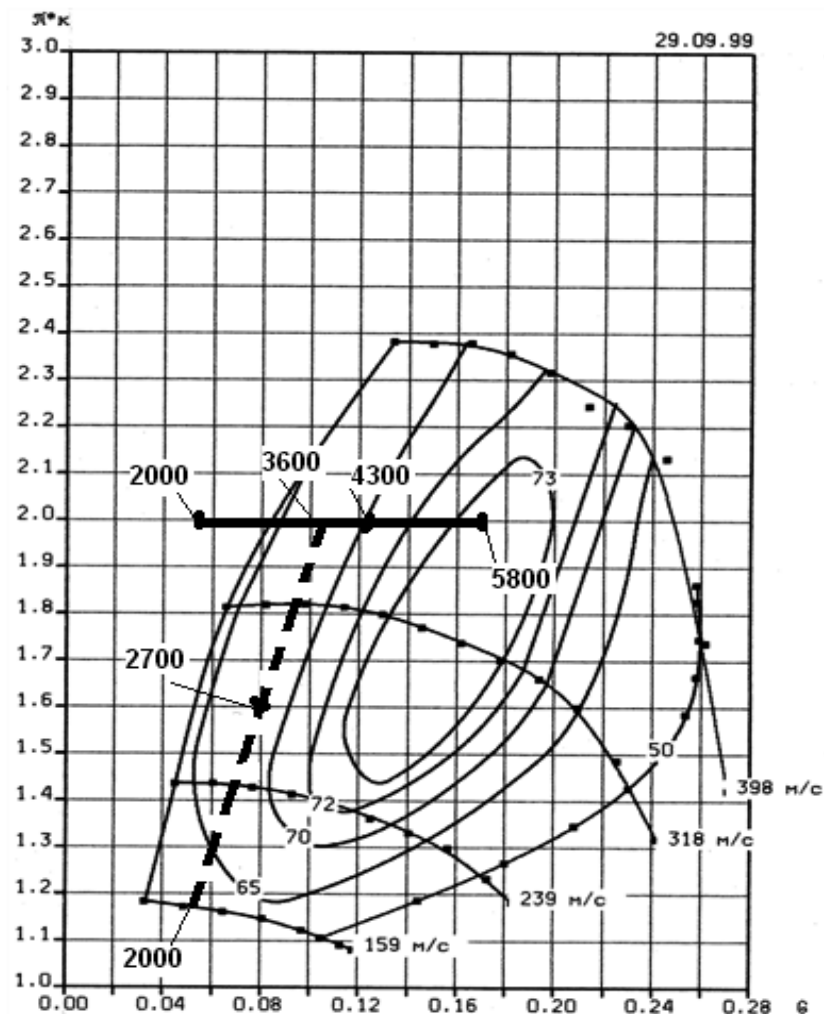


Рис.6. Характеристика компрессорной ступени турбокомпрессора ТКР7-С и расходная характеристика двигателя (толстая сплошная и пунктирная линии)

Список использованных источников

1. Лазарев Е.А., Лазарев В.Е. Конспект лекций по агрегатам наддува двигателей/Учебное пособие (электронная версия). – Челябинск, 2010г. – 187с.
2. Визгалов С.В., Ибраев А.М. Влияние типа профиля ротора на характеристики компрессора типа Рутс// Вестник Казанского технологического университета. – 2013. - №23(16). – С. 156-158.
3. Румянцев В.В. Регулирование турбокомпрессоров автотракторных двигателей: Монографическое исследование/ В.В.Румянцев, С.В.Тиунов,

Р.Л.Биктимиров - Наб.Челны: Камская государственная инженерно-экономическая академия, 2010. – 212 с. ил.

4.Румянцев В.В. Перспективы развития систем наддува транспортных дизелей//Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, оптимизация. – Набережные. Челны, НЧИ КФУ – 2016 – № 3 (70). – С.11 –20.

5. Гатауллин Н.А., Гафуров Г.Г., Галеев А.Х. и др. Создание малоразмерных автотракторных турбокомпрессоров в ОАО КамАЗ. Труды юбилейной научно-практической конференции «Перспективы развития автомобилей и двигателей в республике Татарстан». Набережные Челны, 8-9 декабря 1999 г.: Изд-во ОАО «КамАЗ», 1999, С. 95-101.

6. <https://www.drive2.com/b/622386/>

7. Румянцев В.В., Вазетдинов Р.Р., Соснин Р.Р. Модернизация турбокомпрессоров типа ТКР7 отечественного производства установкой регулируемого соплового аппарата турбины для работы в составе двигателей ВА3-21126/Вестник транспорта Поволжья, 2022, №6 (96). С. 93-104.

Nuriev G.A. student of the 4th year of the direction of training 13.03.03 Power engineering, profile – internal combustion engines, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University

Rumyancev V.V. candidate of technical Sciences, assistant professor, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE USE OF A DRIVE SUPERCHARGER AND A TURBOCHARGER AS PART OF A SPARK IGNITION ENGINE ON M1 CATEGORY VEHICLES

Abstract: A calculated comparative analysis of the efficiency of the use of turbochargers and drive superchargers as part of reciprocating internal combustion engines with forced ignition of the working mixture was carried out. Dependences for estimating power losses on the drive of the drive supercharger are given.

Keywords: Internal combustion engine, forced ignition, supercharging, drive supercharger, turbocharger, calculation analysis.