



РАЗРАБОТКА МЕТОДА ПОДБОРА АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ С НАДДУВОМ

Д. В. Осипович, студент,
В. Г. Кузькин, канд. техн. наук, профессор
ФГБОУ ВО Калининградский государственный
технический университет

В статье рассматриваются методики построения характеристик турбокомпрессора судового дизельного двигателя экспериментальным и теоретическим путём. Приводится принципиальная схема экспериментального стенда для снятия характеристик. На основании согласования расходной по воздуху характеристики дизеля с характеристикой турбокомпрессора производится выбор последнего.

дизель, наддув, турбокомпрессор, коленчатый вал, помпаж расхода топлива, давление, расход воздуха, коэффициент избытка воздуха

Потребность в воздухе четырехтактного двигателя с наддувом обеспечивается нагнетателем турбокомпрессора. При этом производительность компрессора и создаваемое им давление воздуха должны соответствовать потреблению воздуха двигателем не только на номинальном режиме, но и на всех других режимах работы двигателя. Отсутствие такого согласования может привести к опасному для компрессора помпажу.

Кроме того, рабочие режимы компрессора могут находиться в зонах пониженных значений КПД, а двигатель оказывается термически перегруженным из-за недостатка воздуха. Дизель с точки зрения потребления воздуха является компрессором, через который прокачивается определенное количество воздуха. Центробежный компрессор – это основной элемент турбокомпрессора, характеристики которого снимаются опытным путем.

Рассмотрим процесс построения характеристик центробежных компрессоров экспериментальным способом. Каждый компрессор имеет свои специфические особенности, которые проявляются при его испытаниях.

На рисунке 1 представлена схема стенда для снятия характеристики центробежного компрессора, на которой показано, как под действием набегающего воздуха на турбину передается вращение на компрессор. Снятие характеристики осуществляется в определенной последовательности:

1. При полностью открытом клинкете 6 устанавливается частота вращения колеса компрессора $n_{к1}$.

2. С помощью измерительного устройства 5 фиксируется производительность нагнетателя $G_{к1}$. При этом компрессор не создает давление, так как клинкет открыт полностью и не создает сопротивления, то есть степень сжатия компрессора

$$\pi_k = P_k / P_0 = 1. \quad (1)$$

3. По полученным данным в координатах $\pi_k - G_{к1}$ наносится точка 1 (см. рис. 2 – Характеристики центробежного компрессора).

4. Клинкет 6 прикрывается на некоторую величину. При этом давление нагнетателя несколько возрастает, а производительность снижается (точка 2, рис. 2).

3. Далее, постепенно прикрывая клинкетную задвижку при $n_{к1} = \text{const}$, аналогично получаем точки 3 и 4.

4. В процессе дальнейшего перекрытия клинкета появляются звуковые хлопки, это свидетельствует о возникновении помпажных явлений (точка обозначается (х). На этом снятие одной из ветвей характеристики $n_{к1} = \text{const}$ заканчивается.

5. Затем клинкет полностью открывается, а частота вращения n_k последовательно увеличивается до $n_{k1} = const$, n_{k1} , n_{k2} , n_{k3} , n_{k4} , ... Все замеры $n_{kN} = const$ осуществляются в такой же последовательности.

6. Соединив плавными кривыми полученные опытным путем точки, получим характеристику центробежного турбокомпрессора (см. рис. 2).

7. Полученное поле возможных режимов работы компрессора ограничивают справа линией, соответствующей наиболее высоким значениям КПД.

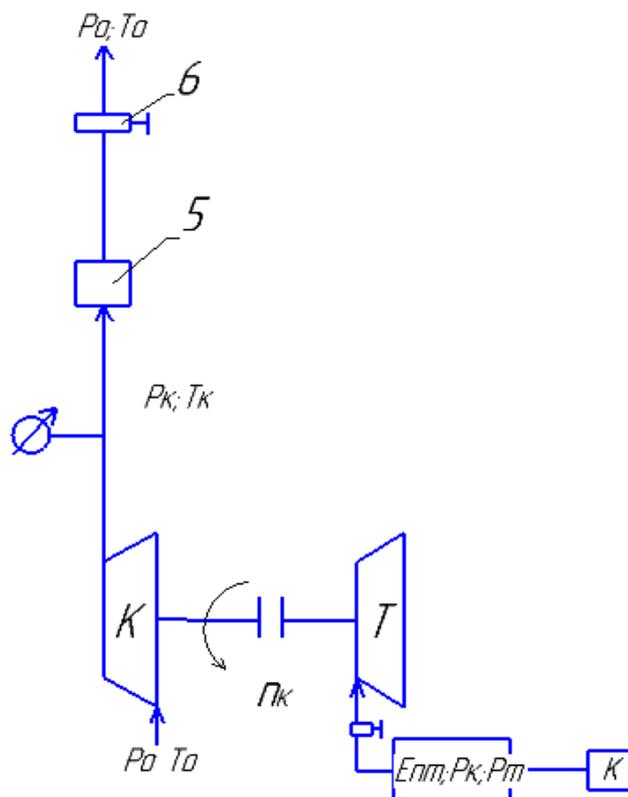


Рисунок 1 – Схема стенда для снятия характеристик центробежного компрессора

Значения КПД компрессора при испытаниях определяются по выражению:

$$\eta_k = (T_{ка} - T_k) / (T_k - T_0), \quad (2)$$

где T_k – температура воздуха за компрессором, °К;

K – показатель адиабаты процесса сжатия;

$T_{ка}$ – температура воздуха за компрессором в адиабатном процессе.

$$T_{ка} = T_0 \cdot (K - 1) / (P_k / P_0). \quad (3)$$

Как показывают экспериментальные данные, наибольшие значения η_k располагаются вблизи от линии помпажа. По мере удаления от этой зоны, максимальные КПД значения η_k снижаются. Поэтому и целесообразно выделять поля рекомендуемых режимов работы компрессора. Эти поля, получившие название характеристики компрессоров, должны использоваться при согласовании с расходными по воздуху характеристиками двигателей с наддувом. В качестве примера на рис. 3 приведены характеристики одного из типоразмерных рядов турбокомпрессоров.

Сущность согласования заключается в том, чтобы не выходить за пределы характеристики выбранного турбокомпрессора. Особенно нежелателен выход расходной характеристики за пределы линии помпажа компрессора.

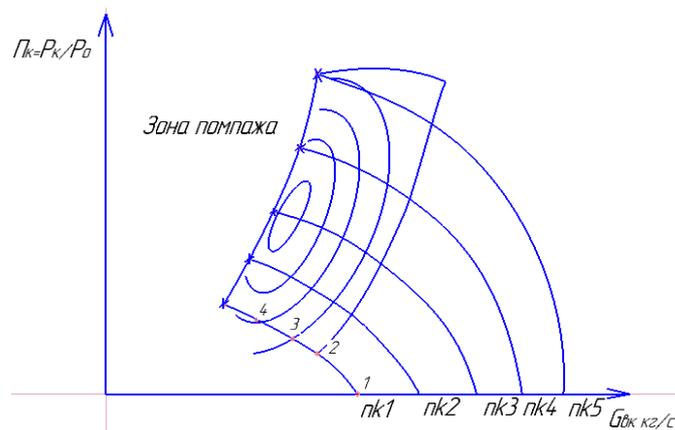


Рисунок 2 – Методика построения характеристик центробежного компрессора экспериментальным путём

Рассмотрим теперь методику построения расходной характеристики центробежного компрессора расчетным путём. Она представляет собой построение зависимости расхода воздуха через двигатель в функции от давления наддува и степени повышения давления в турбокомпрессоре: $G_B = f(P_K)$ или $G_B = f(P_K/P_0)$.

Четырехтактный двигатель с позиции расхода воздуха подобен насосу, перекачивающему воздух из надувочного ресивера.

Общий секундный расход воздуха через двигатель составит

$$G_B = g_{BH} \cdot \phi_A \cdot ((n \cdot z) / 60) \cdot i_{Ц}, \text{ кг/с}, \quad (4)$$

где g_{BH} – заряд воздуха в цилиндре, кг;

ϕ_A – коэффициент избытка воздуха на продувку камеры сгорания;

n – частота вращения коленчатого вала, об/мин;

$z = 0,5$ – коэффициент тактности (количество циклов, совершающихся в цилиндре за один оборот);

$i_{Ц}$ – число цилиндров двигателя.

Приведенное выше уравнение (4) мы можем привести к виду

$$G_B = ((V_S \cdot z \cdot i) / (60 \cdot R_s)) \cdot \eta_H \cdot \phi_A \cdot n \cdot (P/T_s), \quad (5)$$

где V_S – объем цилиндра;

R_B – газовая постоянная воздуха;

η_H – коэффициент наполнения цилиндра воздухом.

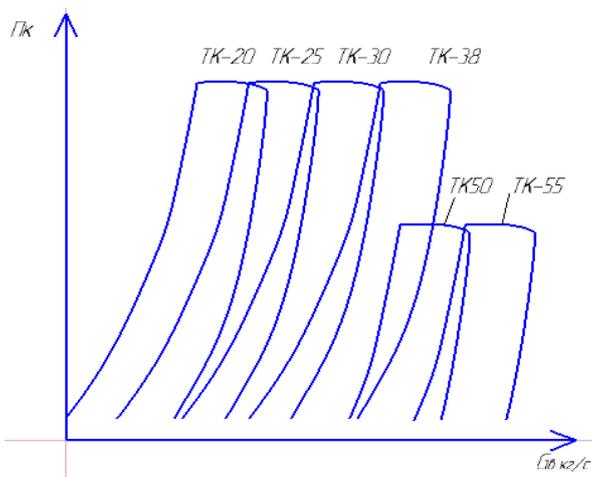


Рисунок 3 – Характеристики одного из типоразмерных рядов турбокомпрессоров

Величину $((V_s \cdot z \cdot i_{II}) / 60 \cdot R_B) \cdot \eta_H \cdot \phi_A$ можем принять постоянной и таким образом получим выражения

$$G_B = K \cdot n \cdot (P_K / T_K) \quad (6)$$

$$G_{BH} = K \cdot n_H \cdot (P_{KH} / T_{KH}) \quad (7)$$

Для нахождения расхода воздуха для номинального режима сначала запишем уравнение расхода воздуха для произвольного режима

$$G_B / G_{BH} = G_{вотн} = (n/n_H) \cdot (P_K/P_{KH}) \cdot (T_{KH}/T_K) = n_{отн} \cdot P_{котн} \quad (8)$$

На основе экспериментальных данных и применения методов подобия установим связь относительного изменения давления наддува с относительной величиной часового расхода топлива в уравнении (8).

$$\frac{\Delta P_{КОТН}}{P_O} = G_{ТОТН}^{1,33} \quad (9)$$

Приведем зависимость к более удобному виду:

$$\frac{\Delta P_K}{P_O} = (G_{ТОТН}^{1,33} \cdot (\pi_{KH} - 1) + 1) / \pi_{KH} \quad (10)$$

Уравнение, полученное путем обработки опытных данных:

$$G_{ТОТН} = 0,17 + 0,64 \cdot Ne_{отн} + 0,19 \cdot Ne_{отн}^2 \quad (11)$$

Главный фактор в определении расхода топлива – это мощность Ne , и исходя из этого, можно построить график зависимости мощности от частоты вращения для винта фиксированного шага (ВФШ) и винта регулируемого шага (ВРШ).

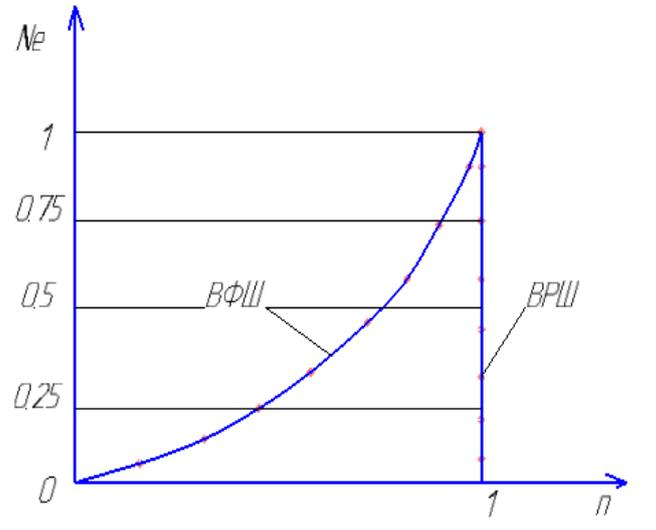


Рисунок 4 – График зависимости мощности двигателя от частоты вращения для винта фиксированного шага и винта регулируемого шага

Зависимость эффективной мощности двигателя от частоты вращения можно выразить зависимостями $Ne = c \cdot n^3$, $Ne_H = c \cdot n_H^3$.

Отсюда, с учетом, что

$$Ne_{отн} = (n_{отн})^3, \text{ и } (K \cdot P_K \cdot n_{ДВ}) = G_{вде},$$

а также $(K \cdot P_{KH} \cdot n_{ДВН}) = G_{вдвн}$, получим уравнение

$$G_{вотн} = n_{вотн} \cdot P_{котн} \quad (12)$$

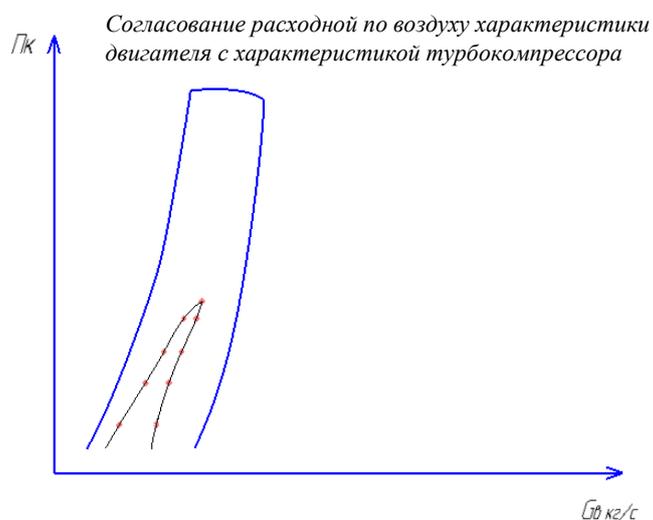


Рисунок 5 – Согласование характеристики двигателя с характеристикой турбокомпрессора

Полученные зависимости расхода топлива от относительной мощности (11), давление наддува от относительного расхода топлива (10) и зависимость расхода воздуха от относительного давления и частоты вращения (12) позволяют построить расходную по воздуху характеристику двигателя при его работе на ВФШ и ВРШ. А следовательно, накладывая их на поле типовых характеристик компрессоров, можно выбрать из их числа наиболее соответствующую нашему двигателю. Пример согласования расходной по воздуху характеристики двигателя с характеристикой турбокомпрессора приводится на рисунке 5. При этом следует руководствоваться тем, чтобы номинальный режим работы максимально соответствовал наибольшему КПД компрессора, а работа двигателя на частичных режимах работы не сопровождалась помпажем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ваншейдт, В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания: учебник / В.А. Ваншейдт. – Ленинград, 1977. – 392 с.
2. Кузькин, В.Г. Регулировка дизелей промысловых судов: / В.Г. Кузькин, А.А Минько. – Москва: Агропромиздат, 1988. – 255 с.

DEVELOPMENT OF SELECTION OF ALTERNATIVE TURBOCHARGERS FOR DIESEL ENGINES

D.V. Osipovich, Student, Kaliningrad State Technical University,
V.G. Kuzkin, Candidate of Engineering Sciences, Professor, Kaliningrad State Technical University
sudfac@yandex.ru

The article presents the results of a theoretical investigation of matching of the air characteristics turbocharger with the air characteristic diesel engine. The presented method allows you to choose the right turbocharger for diesel engine.

diesel, boost, turbo, crankshaft, fuel consumption surging, pressures, of the air flow rate, air excess factor