

тический КПД установки определяется в виде

$$\eta = ((E_g)_{\text{менл}} + (E_g)_{\text{хол}}) / E_{\text{эл}}, \quad (11)$$

Величины  $(E_g)_{\text{хол}}$  и  $(E_g)_{\text{менл}}$  называются соответственно эксергетическими или приведенными холодо- и теплопроизводительностями. Их можно суммировать и относить к подведенной эксергии, т. к. они выражены в единицах превратимой энергии и представляют однородные величины. Тогда выражение (11) примет вид

$$\eta = \frac{Q_g(T_g - T_{oc}) / T_g + Q_x(T_{oc} - T_x) / T_x}{L}, \quad (12)$$

Температура горячего и холодного воздуха - переменные величины; и под  $T_g$  и  $T_x$  следует понимать среднетермодинамические температуры, определяемые из выражения

$$T_{c,x} = (T_1 - T_2) / \ln(T_1 / T_2), \quad (13)$$

Эксергия горячего воздуха

$$E_g = h_g + T_{oc} S - e_o, \quad (14)$$

Эксергия холодного воздуха

$$E_x = h_x - T_{oc} S - e_o, \quad (15)$$

На графике рис. 4 показан эксергетический КПД комплексной ТНУ в зависимости от температуры горячего воздуха, получаемого в конденсаторе

ТНУ при различных температурах холодного воздуха (при построении принято, что температура окружающей среды равна температуре воздуха на входе в конденсатор  $T_{oc} = 298 \text{ }^\circ\text{K}$ ).

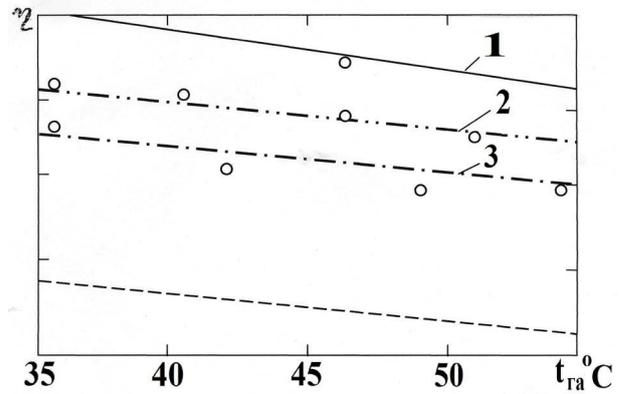


Рис. 4. Эксергетический КПД комплексной ТНУ: 1 - 3 -  $t_{х.в.} = 10^\circ\text{C}$ ; 15; 20.

**Список литературы:**

1. Справочник по теплообменникам: В 2 т.; Пер. с англ./Под. Ред. Б.С. Петухова, В.К. Широкова. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - Т.1 - 561с. 2. Құтателадзе С.С., Основы теории теплообмена. - М.: Атомиздат, 1979. - 416 с.

УДК 621.43.052

С.А. Алёхин, канд. техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ АППРОКСИМАЦИИ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОНАПОРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НАДДУВА БЫСТРОХОДНОГО ДВУХТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

**Введение**

Эффективные показатели транспортного дизеля во многом зависят от степени согласованности характеристик его поршневой части и агрегатов системы наддува. Расчётное согласование характеристик указанных элементов проектируемого дизеля или

анализ их согласованности у существующего дизеля при его модернизации или изменении условий работы проводятся с использованием математических моделей исследуемых объектов.

В зависимости от уровня моделирования и сложности системы параметров характеристики ком-

прессора описываются различными способами. Наибольшее распространение получило описание характеристик компрессора аппроксимационными зависимостями.

### Постановка проблемы

Для рекомендации по использованию какого-либо из большого количества методов аппроксимации необходимо прежде всего иметь экспериментальную характеристику конкретного компрессора или его прототипа. В каждом конкретном случае по виду напорной характеристики (крутизне или положению её ветвей) подбирается приемлемый метод аппроксимации. Простота и адекватность модели должны быть основными критериями выбора вида аппроксимации. Форма предоставления исходных данных для ввода в ЭВМ также имеет большое значение в зависимости от удобства обращения к ним в алгоритме общей задачи.

С этих позиций применительно к задачам, решаемым с помощью математической модели дизеля, наиболее подходящим представляется метод аппроксимации [1], использующий обобщённые статистические данные по характеристикам более 100 низконапорных центробежных нагнетателей, работающих с условными числами Маха  $M \leq 0.6$ , и получивший дальнейшее развитие в работе [2] с привлечением характеристик ряда высоконапорных центробежных компрессоров (ЦБК) наддува быстроходных двухтактных транспортных дизелей.

Методика [2] позволяет с достаточной для практических целей точностью описать аппроксимационными зависимостями напорную характеристику  $\pi_K$ ,  $\eta_K = f(\varphi_{2r})$ , зная параметры компрессора в оптимальной точке ( $\eta_K = \eta_{Kmax}$ ) кривой  $\pi_K = f(\varphi_{2r})$  для каждого значения  $M_{u_2}$  или  $U_2$ . Недостатки этой методики заключаются в следующем.

Во-первых, напорные характеристики компрессора наддува дизелей обычно представляются в ко-

ординатах " $\pi_K - G_{np}$ " и " $\eta_K - G_{np}$ " при различных окружных скоростях рабочего колеса, поэтому использование в методике [2] коэффициента расхода  $\varphi_{2r}$  неудобно для практических целей. И, во-вторых, экспериментальное определение характеристик компрессора осуществляется при ограниченном числе окружных скоростей колеса. Поэтому затруднительно описать аналитически напорную характеристику при промежуточных значениях  $U_2$  или  $M_{u_2}$ , т.к. для этого необходимо знать положение на ней точки с максимальным к.п.д. и границы помпажа.

В связи с этим целью настоящей работы являлось усовершенствование методики [2], заключающееся в обеспечении возможности описания в аналитическом виде всего поля характеристик одноступенчатого ЦБК, включая границу помпажа и линию, соединяющую точки с максимальным к.п.д. на напорных ветвях  $\pi_K = f(G_{np})$  при различных  $M_{u_2}$ .

### Решение проблемы

В системе наддува двухтактных транспортных дизелей 3ТД, 5ТДФ, 6ТД и их различных модификаций применяются механически связанные с коленчатым валом высоконапорные одноступенчатые ЦБК с номинальной степенью повышения давления воздуха от 2,75 до 4,0. Окружные скорости их радиальнолопаточных ( $\beta_{2,l} = 90^\circ$ ) рабочих колёс, соответствующие указанным степеням повышения давления, составляют от 380 м/с до 440 м/с, а числа  $M_{u_2}$  от 1,107 до 1,296.

В высоконапорных ЦБК с  $\beta_{2,l} = 90^\circ$  диапазон работы колеса по расходу воздуха значительно больше диапазона работы компрессорной ступени в целом, а основным элементом, ограничивающим диапазон расходов воздуха компрессора является лопаточный диффузор. В ряде публикаций, например [3, 4], сообщается, что у этих компрессоров параметры воздуха на выходе из колеса по напорной

характеристике при  $M_{u_2} = \text{const}$  изменяются незначительно, т.е. можно считать, что  $\bar{\varphi}_{2r} \approx \bar{G}_{np}$ . В этом случае, в соответствии с [2] при  $M_{u_2} > 0,6$  правую ветвь напорной характеристики ( $\bar{G}_{np} > 1,0$ ) от точки с максимальным к.п.д. можно описать зависимостями:

$$\pi_{\kappa} = \{1 + (\pi_{\kappa_0}^{\frac{\kappa}{\kappa_0}} - 1)[1 - B(\bar{G}_{np} - 1)^2 \times (M_{u_2} - 0,6)^2]\}^{\frac{\kappa}{\kappa_0}}, \quad (1)$$

$$\bar{\eta}_{\kappa} = 1 - B(\bar{G}_{np} - 1)^2 (M_{u_2} - 0,6)^2,$$

где  $\bar{\eta}_{\kappa} = \eta_{\kappa} / \eta_{\kappa \text{max}}$ ;  $\bar{G}_{np} = G_{np} / G_{np0}$ ;

$B$  - коэффициент, учитывающий конструктивные особенности компрессорной ступени и определяемый по экспериментальным характеристикам компрессора (для компрессоров рассматриваемых дизелей  $B = 20 \dots 40$ ); индексом "0" отмечены параметры компрессора в точке напорной характеристики с максимальным к.п.д.

Как показывают наши расчёты для нескольких компрессоров наддува двухтактных дизелей (рис. 1) использование в зависимостях (1)  $\bar{G}_{np}$  вместо  $\bar{\varphi}_{2r}$  не приводит к существенному расхождению расчётных и экспериментальных характеристик.

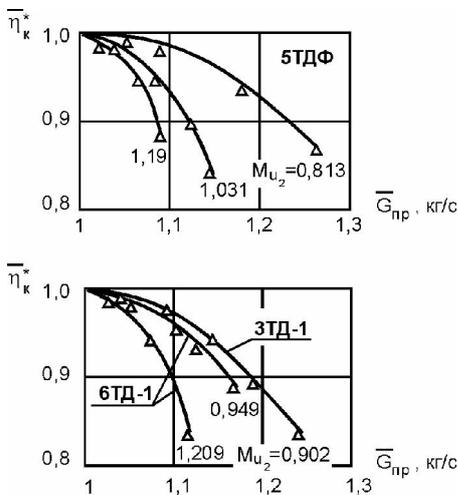


Рис. 1. Изменение к.п.д. по правым ветвям напорных характеристик компрессоров наддува дизелей 5ТДФ, 6ТД-1, 3ТД-1:

▲ - эксперимент; — - расчёт при  $B=40$  для 5ТДФ и  $B=30$  для 6ТД-1 и 3ТД-1

У компрессоров с  $\beta_{2L} = 90^0$  точка напорной характеристики с максимальным к.п.д. компрессора находится, как правило, не далеко от границы помпажа (рис. 2). Поэтому для приближённого аналитического описания левой ветви характеристики ( $\bar{G}_{np} < 1,0$ ) можно воспользоваться зависимостями [2], преобразованным к следующему виду:

$$\pi_{\kappa} = [1 + \bar{G}_{np} (\pi_{\kappa_0}^{\frac{\kappa}{\kappa_0}} - 1) - (\kappa - 1) M_{u_2}^2 \times (0,3 \bar{G}_{np}^2 + 0,15 \bar{G}_{np} - 0,45)]^{\frac{\kappa}{\kappa_0}}, \quad (2)$$

$$\bar{\eta}_{\kappa} = \bar{G}_{np} - \frac{(\kappa - 1) M_{u_2}^2}{\pi_{\kappa_0}^{\frac{\kappa}{\kappa_0}} - 1} \times \frac{(0,3 \bar{G}_{np}^2 + 0,15 \bar{G}_{np} - 0,45)}{\pi_{\kappa_0}^{\frac{\kappa}{\kappa_0}} - 1}$$

Таким образом, зависимости (1) и (2) позволяют описать напорные характеристики компрессора в удобных для практических целей координатах.

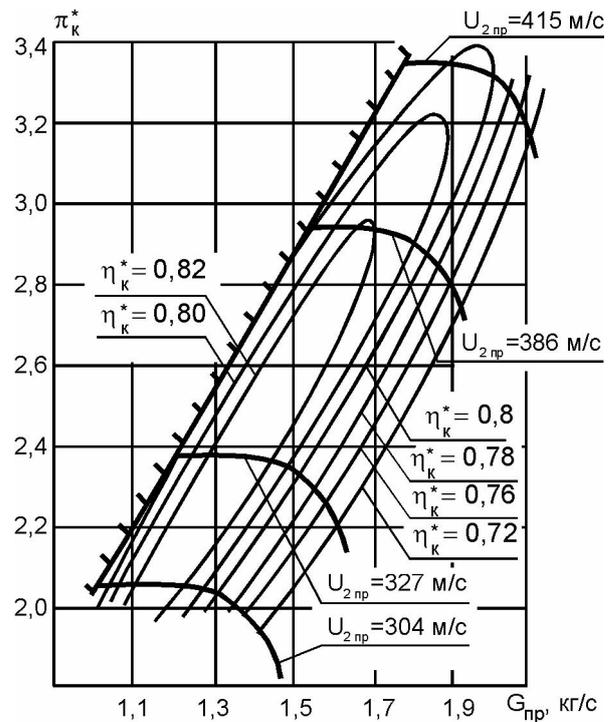


Рис. 2. Универсальная характеристика компрессора дизеля 6ТД-1

Во многих публикациях, упомянутых в работе [5], показано, что в достаточно большом диапазоне изменения  $M_{u_2}$  ( $\overline{M}_{u_2} = 0,6 \dots 1,0$ ) в одноступенчатых ЦБК наблюдается постоянство углов потока в зазоре между рабочим колесом и лопаточным диффузором вдоль линии характерных режимов – границы помпажа и линии максимальных к.п.д., что означает и постоянство коэффициента расхода вдоль этих линий. Из условия  $\varphi_{2r} = const$  для линии максимальных к.п.д. компрессора при различных  $M_{u_2}$  следует, что

$$\overline{G}_{np.\eta} = \frac{G_{np.o}}{G_{np.o.баз}} = \overline{M}_{u_2} \cdot \overline{\rho}_2, \quad (3)$$

$$\text{где } \overline{M}_{u_2} = \frac{M_{u_2}}{M_{u_2.баз}}; \quad \overline{\rho}_2 = \frac{\rho_{2.o}}{\rho_{2.o.баз}};$$

$\rho_2$  - плотность воздуха на выходе из колеса.

Индексом "баз" отмечены параметры в точке напорной характеристики с максимальным к.п.д. при базовой окружной скорости рабочего колеса, за которую для компрессоров наддува двухтактных транспортных дизелей принимается номинальная скорость  $U_2$  [6].

Считая малоизменяющимися по линии максимальных к.п.д. показатель политропы сжатия в колесе [5] и величину  $\left(\mu + \frac{\alpha_m}{2}\right)$  [6], изменение плотности воздуха за компрессором при изменении  $M_{u_2}$  описывается следующим выражением

$$\overline{\rho}_2 = \overline{\rho}_1 \left[ \frac{1 + AM_{u_2}^2}{1 + AM_{u_2.баз}^2} \right]^{\frac{1}{n_2-1}}, \quad (4)$$

где  $\overline{\rho}_1$  - изменение плотности воздуха на входе в колесо;

$$A = \left( \mu + \frac{\alpha_m}{2} - \frac{\mu^2}{2} \right) \cdot (k-1);$$

$\mu$  - коэффициент мощности колеса, определяемый по формуле П.К. Казанджана;

$\alpha_m$  - коэффициент дискового трения.

При наличии в компрессоре воздухозаборного устройства плотность воздуха  $\rho_1$  равна

$$\rho_1 = \rho_0 \cdot \sigma_1^{\frac{k-1}{\eta-1}}, \quad (5)$$

где  $\rho_0$  - плотность воздуха на входе в компрессор;

$\sigma_1$  и  $\eta_1$  - соответственно коэффициент сохранения полного давления и показатель политропы для воздухозаборного устройства.

В свою очередь

$$\sigma_1 = 1 - \xi_i \frac{k}{k+1} \lambda_1^2, \text{ а } \frac{\eta_1}{n_1 - 1} = \frac{k}{k-1} (1 + \xi_i),$$

где  $\xi_i$  - коэффициент потерь в воздухозаборном устройстве.

Обычно в компрессорах наддува число Маха на входе в колесо  $M_{C1}$  не превышает  $0,35 M_{u_2}$ , поэтому, пренебрегая сжимаемостью воздуха, можно считать, что  $\overline{\lambda}_1 = \overline{G}_{np}$ .

Если принять политропический к.п.д. колеса  $\eta_{2.кол}$  равным 0,92 [5], то  $n_2=1,45$ , и выражение (3) с учётом (4) и (5) принимает вид:

$$\overline{G}_{np.\eta} = \overline{M}_{u_2} \left( \sigma_1^{\frac{k-1}{\eta-1}} \right) \left[ \frac{1 + AM_{u_2}^2}{1 + AM_{u_2.баз}^2} \right]^{2,22}, \quad (6)$$

Степень повышения давления воздуха по линии максимальных к.п.д. равна [6]

$$\pi_K = [1 + \overline{M}_{u_2}^2 \cdot \overline{\eta}_{k \max} \cdot (\pi_{k0.баз}^{\frac{k-1}{k}} - 1)]^{\frac{k}{k-1}}, \quad (7)$$

$$\text{где } \overline{\eta}_{k \max} = \frac{\eta_{k \max}}{\eta_{k \max \text{ баз}}}.$$

Определив по экспериментальным характеристикам закон изменения  $\eta_{k \max}$  в зависимости от  $M_{u_2}$ , с использованием выражений (6) и (7) находятся координаты точек напорных линий с максимальным к.п.д. при различных  $M_{u_2}$ .

Для описания границы помпажа можно воспользоваться уравнением [5], которое после неслож-

ных преобразований имеет вид:

$$G_{пр.уст.} = G_{пр.уст.баз.} \cdot \bar{M}_{u_2} \cdot \sqrt{\eta_{кmax}} \times \left( \frac{0,37 + \pi_{к_0}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{0,37 + \pi_{к_0баз}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right)^{2,22}, \quad (8)$$

где  $G_{пр.уст.баз.}$  – расход воздуха на границе помпажа при базовых величинах  $M_{u_2}$  и  $\pi_{к_0баз}$ .

С помощью выражения (8) определяется расход воздуха на границе помпажа компрессора при любом значении  $M_{u_2}$ , второй координатой точки на границе помпажа является  $\pi_{к_0}$  при этом  $M_{u_2}$ .

На рис. 3 показано достаточно хорошее совпадение экспериментальной и рассчитанной по уравнению (8) границ помпажа компрессора дизеля БТД-1.

Здесь за базовый скоростной режим колеса принят номинальный режим работы  $M_{u_2баз} = 1,209$ . Следует отметить, что сближение расчётной и экспериментальной границ помпажа растёт с уменьшением диапазона изменения  $M_{u_2}$ .

На этом же рис. 3 изображены в сопоставлении с экспериментальными напорные характеристики компрессора и линия максимальных к.п.д., рассчитанные по приведенной выше методике для различных значений  $M_{u_2}$ . Расчёты приведены при  $\mu=0,9$ ;  $\alpha_T=0,08$ ;  $\xi_1=0,2$ ;  $B=30$  и, в отличие от действительной картины, при неизменной величине максимального к.п.д., т.е.  $\eta_{кmax}=f(M_{u_2})=const$ .

Как следует из рис. 3 при базовой (номинальной) скорости рабочего колеса расчётная и экспериментальная напорные характеристики практически совпадают между собой, при меньших величинах  $M_{u_2}$  расчётные напорные характеристики, по виду повторяя экспериментальные, отклоняются от последних в сторону меньших значений  $\pi_{к}$ .

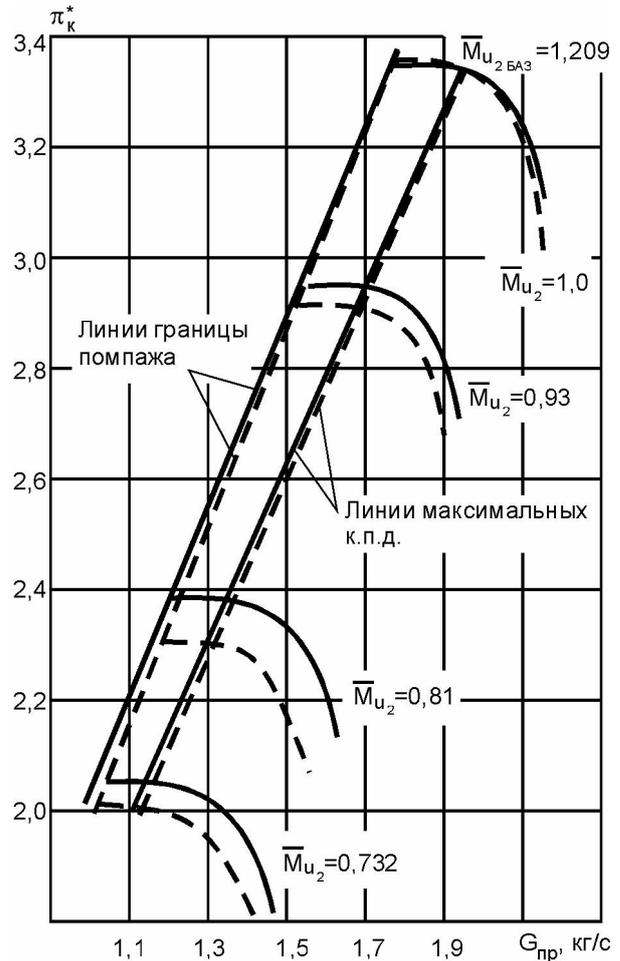


Рис. 3. Напорные характеристики компрессора дизеля БТД-1:  
 — - эксперимент; - - - расчёт при  $\mu=0,9$ ;  $\alpha_T=0,08$ ;  $\xi_1=0,2$ ;  $B=30$  и  $\eta_{кmax}=f(M_{u_2})=const$

Причём, отличие расчётных характеристик от экспериментальных (это же касается и линии максимальных к.п.д.) соответствует неучитываемому в расчётах действительному (рис. 2) изменению к.п.д. компрессора  $\eta_{кmax}$ . Этим обстоятельством подчёркивается, что достоверность предлагаемой методики аппроксимации характеристик ЦБК во многом определяется точностью задания зависимости  $\eta_{кmax}=f(M_{u_2})$ .

### Заключение

Усовершенствована методика [2] аппроксимации характеристик одноступенчатого высоконапорного ЦБК, позволяющая адекватно и в удобных для

практического применения координатах описать аналитически всё поле рабочих характеристик.

**Список литературы:**

1. Биков Г.О. Математична модель роботи відцентрового нагнітача на нерозрахункових режимах // *Нафт. і газова пром-сть*, - 2002. - №3. – с. 27-29. 2. Герасименко В.П., Анимов Ю.А., Нурмухаметов Т.М. Аппроксимация характеристик центробежных компрессоров // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: наук.- техн. журнал. - Харків: ХАІ, 2003.- Вип. 37/2. – с.65-69.* 3. Иванов Г.И. Об ограничении расхода воздуха через ступень центробежного компрессора лопаточным диффузором // *Энергомашиностроение*.

–1967. - №1. – с. 7-11. 4. Исследование влияния различных схем агрегатов наддува на характеристики комбинированного двигателя внутреннего сгорания / *Отчёт по НИР МВТУ им. Н.Э. Баумана. –Тема Э2 3/72. - № Гос. регистр. 75015471.- инв. №Б-679976. – М., 1975.- 194 с.* 5. Анимов Ю.А., Граница устойчивости работы центробежного компрессора для наддува ДВС // *Двигателестроение. – 1981. -№4. – с.28-30.* 6. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Согласование характеристик двухтактного транспортного дизеля и компрессора системы наддува по обеспечению устойчивой работы компрессора // *Вісник інженерної академії України. –Київ, 2002. -№1. – с. 43-50.*

УДК 621.436.038

**С.А. Алёхин, канд. техн. наук, Д.Ю. Бородин, канд. техн. наук, А.Н. Каплун, инж., А.П. Кудряш, д-р. техн. наук, В.И. Прокопович, инж., С.Н. Тонкой, инж.**

### **АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

В эксплуатации, а также при создании и производстве транспортного дизеля, следует отметить многочисленные факторы, влияющие на его эксплуатационную топливную экономичность. Ниже приведен анализ этих факторов на примере тепловозных дизелей.

Как известно, эксплуатационный расход топлива существенно отличается от достигнутого при создании расхода на номинальном режиме.

При эксплуатации транспортных дизелей было установлено, что на эксплуатационный расход топлива влияют факторы, в большей степени зависящие от конструктивных особенностей дизеля, которые обеспечивают прежде всего качество переходных процессов, зависящее от наличия турбонаддува, наличия приводного нагнетателя, регулирования про-

цесса наброса нагрузки, исходного уровня величины наддува и др. Существенно оказывают влияние на эксплуатационный расход топлива эксплуатационные факторы и прежде всего техническое состояние [5].

В меньшей степени влияют на эксплуатационный расход топлива экономичность установившихся промежуточных режимов.

Под переходными подразумевается режим, изменение параметров которого вызывается резким воздействием на органы управления – переводом рукоятки контролера, боксованием и др. На установившемся режиме параметры изменяются в пределах поля допуска для данного режима со скоростью изменения частоты вращения – не более 15 мин<sup>-2</sup> и мощности на клеммах генератора  $p_{г}$  – не более 2