

ВЛИЯНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОСТИ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ СИСТЕМЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ТУРБОНАДДУВА ДВУХТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Ю.А. Анимов, канд. техн. наук, нач. отдела,

Казённое предприятие "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", г. Харьков, Украина

Известно, что при высоком газотурбинном наддуве ($\pi_k > 2,5 \dots 3,0$) преобразование импульсного расширения газа в турбине в механическую работу теряет своё преимущество по сравнению с изобарным расширением. При разделённых выпусках отработавшего газа улучшается газообмен в цилиндрах двухтактного дизеля, но в то же время усложняется конструкция турбины. Поэтому стремление к сочетанию преимуществ импульсного отвода отработавших газов из цилиндров и изобарного расширения их в турбине привело к применению в высокофорсированных дизелях типа 6ТД частичных преобразователей импульсов [1].

При такой конструкции газовыпускной системы газ из двух верхних и двух нижних разделённых коллекторов смешивается в верхнем и нижнем патрубках газоподводящей двухзаходной улиты (входнике) осевой турбины. Выходная часть улиты представляет собой сопловой аппарат с расположенными в нём направляющими лопатками. В конструкциях турбин некоторых двухтактных транспортных дизелей, например 3ТД, входник выполнен без направляющих лопаток.

Стандовые исследования дизелей 6ТД показывают, что при наличии упомянутых преобразователей импульсов поток газа перед сопловым аппаратом турбины всё же имеет ярко выраженный нестационарный характер. Так, у дизеля 6ТД-2 относительная амплитуда колебаний давления газа в газоподводящих патрубках входника турбины при работе по внешней характеристике $\frac{P_{T \max}^* - P_{T \text{ср}}^*}{P_{T \text{ср}}^*} > 0,15$ (см. рис. 1). По

этому показателю в соответствии с [2] турбину можно было бы отнести к импульсной.

В связи с этим при анализе технико-экономических показателей дизеля и определении путей по их дальнейшему совершенствованию необходимо знать харак-

теристики турбины, работающей в реальном нестационарном потоке газа. Необходимость такого исследования обусловлена ещё и тем, что при механической связи агрегатов системы наддува с коленчатым валом у высокофорсированных двухтактных дизелей наземных транспортных машин из-за ограничений по усталостной прочности турбина работает при параметре нагруженности ($U/\text{Сад}$) ниже оптимального значения.

Определение характеристик турбины, главными из которых являются мощность и КПД, при её работе в составе дизеля обычно осуществляют расчётными методами с использованием результатов замеров параметров газа на входе в турбину и выходе из нее. При этих исследованиях измеряют среднюю величину расхода газа через турбину $G_{\text{ср}}$, средние значения температур и давлений газа перед турбиной и за ней, а также записывают осциллограммы давлений в этих контрольных сечениях газового тракта.

Расчёт мгновенных значений температуры газа можно вести по адиабатической зависимости [2]. Что же касается расчёта мгновенных значений расхода газа через турбину, то здесь существуют различные подходы, базирующиеся в основном на уравнении сплошности, т.е.

$$G_i \approx (\mu f)_i \cdot \gamma_{2i} \cdot \sqrt{2H_{T_i}^*}, \quad (1)$$

где μf - пропускная способность турбины;

γ_2 - плотность газа за турбиной;

$$H_T^* = \frac{K}{K-1} R T_T^* \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_T^*} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] -$$

удельный располагаемый теплоперепад на турбине.

В этом уравнении неизвестной величиной является $(\mu f)_i$, которую определяют по экспериментальным характеристикам турбины, полученным на лабораторном стенде или по характеристикам турбины-аналога.

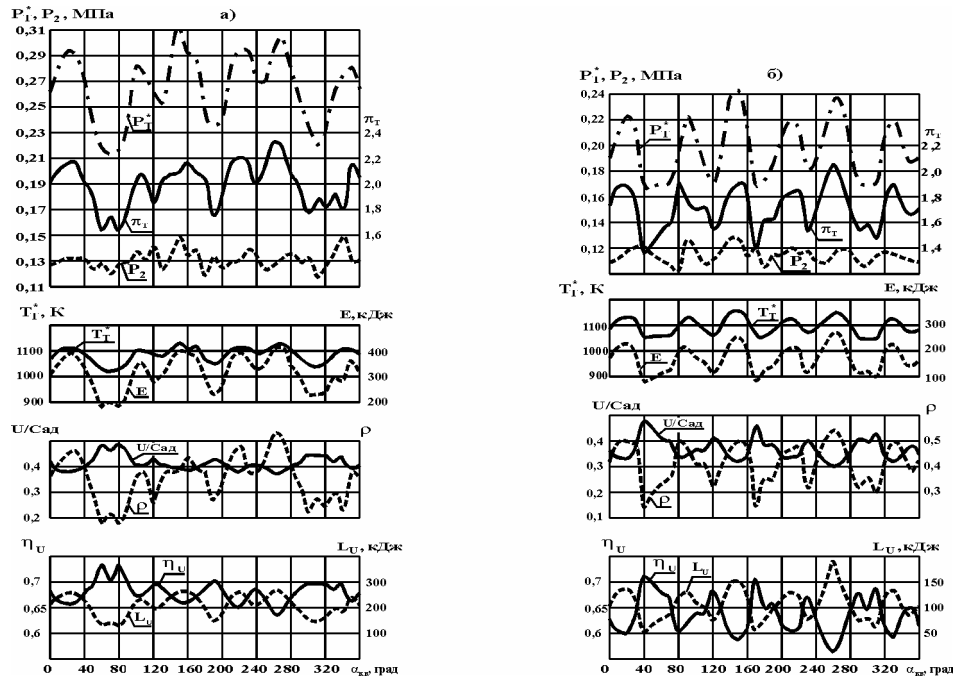


Рис.1. Результаты расчёта окружного КПД турбины по мгновенным параметрам газа при работе дизеля 6ТД-2:

а - на номинальном режиме;
б - на режиме максимального крутящего момента

Иногда для упрощения расчётов G_i прибегают к некоторым допущениям. Так, в работе [2] принимают постоянными в течение цикла γ_2 и пропускную способность μf , и тогда мгновенный расход газа пропорционален теоретической скорости $C_{ад_i} = \sqrt{2H_{T_i}^*}$

$$G_i = G_{CP} \cdot \frac{C_{ад_i}}{\frac{1}{\tau_0} \int_0^{\tau_0} C_{ад_i} \cdot d\tau}, \quad (2)$$

где τ_0 - продолжительность цикла по времени или по углу поворота коленчатого вала.

По другому способу [3] принимаются постоянными в течение цикла пропускная способность соплового аппарата и степень реактивности турбины ρ . Мгновенные значения расхода газа рассчитываются как

$$G_i = \bar{G}_i \cdot G_{max}, \quad (3)$$

где $\bar{G}_i = \frac{G_i}{G_{max}}$ - относительный мгновенный расход газа;

G_{max} - максимальный расход газа, соответствующий максимальным параметрам P_T и T_T на входе в турбину в течение цикла.

Относительная величина расхода газа определяется с

использованием уравнения сплошности по выражению:

$$\bar{G}_i = \frac{T_{Tmax} \cdot P_{T_i} \cdot C_{1_i}}{P_{Tmax} \cdot T_{T_i} \cdot C_{1_{imax}}}, \quad (4)$$

а максимальный расход газа через турбину равен:

$$G_{max} = \frac{G_{CP}}{\frac{1}{\tau_0} \int_0^{\tau_0} \bar{G}_i \cdot d\tau}, \quad (5)$$

В выражении (4) C_{1_i} - скорость газа на выходе из соплового аппарата:

$$C_{1_i} = \varphi_i \cdot \sqrt{2H_{T_i}^* (1 - \rho_i)},$$

где φ - коэффициент скорости соплового аппарата.

Таким образом, при $\rho = \text{const}$

$$\bar{G}_i = \frac{T_{Tmax} \cdot P_{T_i}}{P_{Tmax} \cdot T_{T_i}} \sqrt{\frac{H_{T_i}^*}{H_{Tmax}^*}}. \quad (6)$$

Оценить возможность использования перечисленных способов расчёта G_i применительно к исследуемой турбине дизеля 6ТД-2 можно с помощью пара-

метра расхода турбины $\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*}$, поскольку расчёт проходного сечения соплового аппарата турбины F_1 при принятой степени реактивности ρ ведётся, ориен-

тируясь на максимальное значение параметра

$\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*}$, с помощью зависимости

$$\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} = m \cdot F_1 \cdot \sigma(\lambda_1) \cdot q(\lambda_1), \quad (7)$$

где $m = \sqrt{\frac{K}{R} \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}$;

$\sigma(\lambda_1)$ - коэффициент восстановления полного давления во входнике турбины;

$q(\lambda_1)$ - газодинамическая функция.

После подстановки известных выражений для $\sigma(\lambda_1)$ и $q(\lambda_1)$ в (7) получаем

$$\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^* \cdot m \cdot F_1} = \frac{\left(\frac{K+1}{2} \right)^{\frac{1}{K-1}} \cdot \lambda_1 \cdot \left(1 - \frac{K-1}{K+1} \frac{\lambda_1^2}{\varphi^2} \right)^{\frac{K}{K-1}}}{1 - \frac{K-1}{K+1} \lambda_1^2}. \quad (8)$$

Из рассмотрения изображённых на рис. 2 графических зависимостей комплекса

$$\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^* \cdot m \cdot F_1} = f(\lambda_1)$$

для $K=1,35$ при различных значениях коэффициента скорости φ следует, что при определённой величине φ существует вполне определённое значение λ_1 , при

котором комплекс $\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^* \cdot m \cdot F_1}$ достигает предельной

максимальной величины. Для турбины дизеля 6ТД-2, имеющей $\varphi=0,85$, комплекс

$$\left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^* \cdot m \cdot F_1} \right)_{\text{пред}} = 0,81.$$

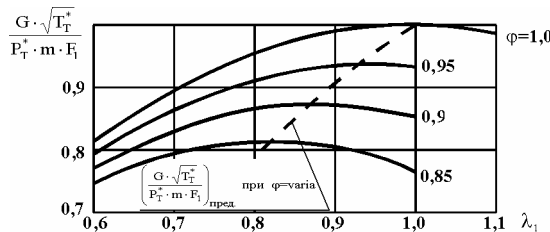


Рис. 2. Зависимость параметра $\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^* \cdot m \cdot F_1}$ от λ_1 при

различных значениях коэффициента скорости φ для $K=1,35$

На рис. 3, а представлены зависимости мгновенного расхода газа через турбину G_i от угла поворота коленчатого вала $\alpha_{КВ}$ дизеля 6ТД-2, полученные расчётом по названным выше способам, а на рис. 3, б - зависимости

$$\left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} \right)_i / \left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} \right)_{\text{пред}} = f(\alpha_{КВ}).$$

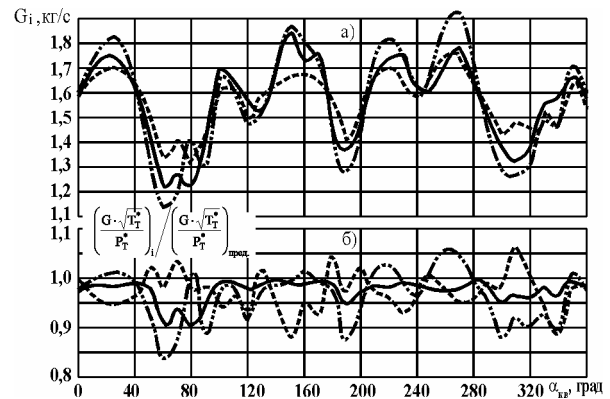


Рис. 3. Расчётное изменение расхода газа через турбину (а) и параметра расхода турбины (б) по углу поворота коленчатого вала двигателя 6ТД-2 на номинальном режиме работы:

— при условии

$$\bar{G}_i = \left(\mu f \cdot \gamma_2 \cdot \sqrt{2H_{T_i}^*} \right)_i / \left(\mu f \cdot \gamma_2 \cdot \sqrt{2H_{T_i}^*} \right)_{\text{max}};$$

----- по методике [2];

----- по методике [3]

Из анализа кривых на рис. 3, б следует, что при определении G_i по методикам [2, 3] при отдельных положениях коленчатого вала дизеля появляются отклонения

$$\left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} \right)_i / \left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} \right)_{\text{пред}}$$

больше единицы, что должно бы привести к снижению средней величины расхода газа через турбину ниже измеренного значения. При расчётах же величины G_i по формуле (1) параметр расхода турбины в течение полного оборота коленчатого вала остаётся меньше предельного значения.

Таким образом, использование результатов расчё-

тов G_i по методикам [2, 3] при определении конструктивных параметров турбины, работающей в нестационарном потоке газа, может привести к её переразмерности.

Графики изменения пропускной способности турбины по углу поворота коленчатого вала дизеля 6ТД-2 (рис. 4) указывают на незначительное изменение μf в пределах одного оборота, что отмечается во многих публикациях.

Очевидно, что при свободном выпуске газа из турбины в атмосферу можно считать приблизительно неизменной по углу поворота коленчатого вала и плотность газа γ_2 . В этом случае для расчёта мгновенного значения расхода газа G_i можно использовать упрощённую методику [2]. В действительности же двухтактные дизели наземных транспортных машин работают с большими противодавлениями на выходе газа из турбины, и, как показывает рис.4, изменение плотности газа γ_2 в течение одного оборота коленчатого вала дизеля 6ТД-2 может достигать 15%.

Методика [3] расчёта G_i не учитывает сжимаемость газа при его течении в сопловом аппарате и изменение степени реактивности турбины ρ . Расчёты величины ρ по формуле [4]

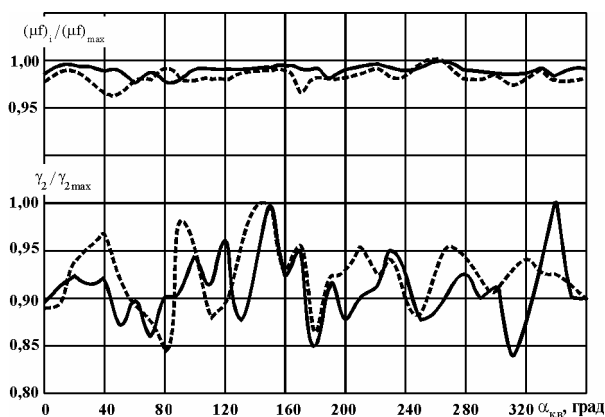


Рис. 4. Изменение по углу поворота коленчатого вала дизеля 6ТД-2 пропускной способности турбины (μf) и плотности газа на выходе из неё (γ_2):

— Ne_H ;
 - - - $M_{кр. max}$

$$\rho = 1 - \frac{\frac{K-1}{K+1} \cdot \frac{\lambda_1^2}{\varphi^2} \left\{ 1 + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \cdot \left[1 - \frac{\left(\frac{P_2}{P_T^*} \right)^{\frac{K-1}{K}}}{1 - \frac{K-1}{K+1} \cdot \frac{\lambda_1^2}{\varphi^2}} \right] \right\}}{1 - \left(\frac{P_2}{P_T^*} \right)^{\frac{K-1}{K+1}}}, \quad (9)$$

показывают (рис. 1), что она изменяется в пределах одного оборота коленчатого вала более чем в два раза. При этом средняя величина степени реактивности на режиме Ne_H равна $\rho_{ср}=0,352$, а на режиме $M_{кр. max}$ - $\rho_{ср}=0,412$.

На рис. 1 графически представлены результаты расчёта мгновенных значений окружного КПД турбины η_U на среднем диаметре колеса по известному выражению:

$$\eta_U = 2\bar{U} \left[\frac{\varphi \sqrt{1-\rho} \cos \alpha_1 - \bar{U} + \psi \cos \beta_2 \times}{\sqrt{\varphi^2 (1-\rho) + \bar{U}^2} -} \times \frac{-2\bar{U} \varphi \sqrt{1-\rho} \cdot \cos \alpha_1 + \rho}{-2\bar{U} \varphi \sqrt{1-\rho} \cdot \cos \alpha_1 + \rho} \right], \quad (10)$$

где $\bar{U} = \frac{U}{C_{ад}}$;

ψ - коэффициент скорости рабочего колеса.

Мгновенные значения коэффициента φ принимались по экспериментальной зависимости

$$\varphi = f \left(\frac{G \cdot \sqrt{T_T^*}}{P_T^*} \right), \text{ полученной при статической про-}$$

дуквке входника турбины, а мгновенные значения коэффициента ψ определялись расчётом с учётом изменения угла атаки с использованием результатов экспериментальных и теоретических исследований обтекания турбинных решёток профилей [5, 6].

Средняя величина окружного КПД турбины за один оборот коленчатого вала дизеля равна

$$\eta_{U\alpha} = \frac{L_{U\alpha}}{E_{\alpha}} = \frac{\int_{\alpha=0}^{\alpha=360^0} L_{U\alpha} d\alpha}{\int_{\alpha=0}^{\alpha=360^0} E_{\alpha} d\alpha}, \quad (11)$$

где $E_i = G_i \cdot H_{T_i}^*$ - мгновенное значение располагаемой энергии газа;

$L_{U_i} = E_i \cdot \eta_{U_i}$ - мгновенное значение полезной работы на окружности колеса.

В таблице приведены значения отдельных показателей работы исследуемой турбины, рассчитанные при нестационарном течении газа и по средним параметрам газа на входе в турбину и выходе из нее.

Таблица

Показатели работы исследуемой турбины

Условия работы турбины	Режим работы дизеля	Параметры		
		E_α , кДж	L_{U_α} , кДж	η_{U_α}
Нестационарный поток газа	Ne _н	314,47	213,12	0,677
	Мкр. max	174,69	109,89	0,629
Стационарное течение газа	Ne _н	313,30	213,98	0,683
	Мкр. max	170,75	109,62	0,642

Относительно невысокий уровень окружного КПД объясняется, во-первых, малой величиной коэффициента ϕ , обусловленной сложной геометрией входника из-за всевозможных габаритных ограничений, и, во-вторых, как уже отмечалось ранее, низкими значениями параметра нагруженности турбины (рис. 5).

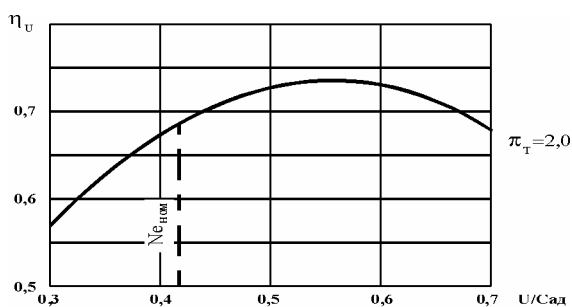


Рис. 5. Расчётная характеристика турбины дизеля 6ТД-2 по средним параметрам газа

Согласно табличным данным нестационарность течения газа оказывает незначительное влияние на эффективные показатели работы турбины. Отсюда следует вывод о том, что при анализе работы турбины в системе наддува высокофорсированных двухтактных дизелей типа 6ТД с преобразователями импульсов, несмотря на имеющуюся нестационарность пото-

ка газа на входе в турбину, можно без внесения заметных погрешностей использовать её характеристики, определённые экспериментально на лабораторном стенде или расчётными методами по средним параметрам газа.

Литература

1. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Уч. пособие.- Харьков: ХГПУ, 1996.- Ч. 2.- 386 с.
2. Симсон А.Э., Каминский В.Н. Турбонаддув высокооборотных дизелей.- М.: Машиностроение, 1976.- 288 с.
3. Романовский Г.Ф. Выбор параметров и расчёт турбинной ступени газонаддувочного агрегата: Метод. руководство.- Николаев: Николаевский кораблестроительный институт, 1972.- 34 с.
4. Анимов Ю.А. К методике инженерных расчётов характеристик осевой турбины системы турбонаддува двухтактных транспортных дизелей // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.- Харків: "ХАІ", 2002.- Вип. 31. Двигуни та енергоустановки.- С. 59-61.
5. Кириллов И.И. Теория турбомашин.- Л.: Машиностроение, 1972.- 536 с.
6. Холщевников К.В., Емин О.Н. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин.- М.: Машиностроение, 1986.- 432 с.

Поступила в редакцию 30.05.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, нач. сектора П.Я. Перерва, КП ХКБД, г. Харьков.