УДК 621.436.052

К ВЫБОРУ ТИПА ТУРБИНЫ СИСТЕМЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ТУРБОНАДДУВА ДВУХТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

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

В.А. Опалев, нач. сектора,

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

В многоцилиндровых двухтактных дизелях (5ТДФ, 6ТД и их модификациях) наземных транспортных машин (НТМ) система наддува содержит осевую одноступенчатую турбину (ОТ). При создании нового семейства трехцилиндровых дизелей (3ТД) на базе дизеля 6ТД в связи с уменьшившимся расходом газа возник вопрос о возможности применения в системе наддува радиально-осевой турбины (РОТ), которая по сравнению с ОТ может обладать более высоким КПД в области оптимальных значений параметра $U/Cад$ [1] при меньших габаритных размерах, что очень важно по соображениям компоновки её на дизеле.

Применяемая на всех отечественных двухтактных дизелях НТМ система наддува с механически связанными с коленчатыми валами компрессором и турбиной (механический турбонаддув) отличается от обычного газотурбинного наддува широким изменением по режимам параметра нагруженности турбины, а при высоком уровне форсирования дизеля путем увеличения давления наддува из-за ограничений по усталостной прочности ротора турбины и его привода - пониженным значением $U/Cад$ даже на расчетном режиме работы. Это, естественно, накладывает свой отпечаток на выбор типа применяемой турбины.

Работу, совершаемую газом в рабочем колесе турбины, можно определить по формуле:

$$H_U = C_{1U} \cdot U_1 - C_{2U} \cdot U_2 = U_1^2 (\nu_1 - m^2 \cdot \nu_2), \quad (1)$$

где $m = \frac{d_{2CP}}{d_1}$ - степень радиальности колеса (для ОТ обычно m=1);

$$\nu_1 = \frac{C_{1U}}{U_1}; \quad \nu_2 = \frac{C_{2U}}{U_2}.$$

Равенство работ в РОТ и ОТ выполняется при условии

$$U_{1POT}^2 \cdot (\nu_{1POT} - m^2 \cdot \nu_{2POT}) = U_{OT}^2 \cdot (\nu_{1OT} - \nu_{2OT}). \quad (2)$$

При заданной величине теплоперепада H_T на турбине можно считать, что максимум работы H_U совершается при безударном входе газа в рабочее колесо и при осевом выходе газа из турбины ($\alpha_2 = 90^0$), при котором потери с выходной скоростью и в последующих элементах газохода НТМ минимальны. При выполнении первого условия $\nu_{1POT} = 1$, т.к. обычно у РОТ угол $\beta_{1л} = 90^0$, а $\nu_{1OT} = \frac{C_{1U}}{U} = \frac{1}{1 - \frac{\operatorname{tg}\alpha_1}{\operatorname{tg}\beta_{1л}}}$.

При выполнении второго условия $\nu_{2POT} = \nu_{2OT} = 0$. Таким образом, из равенства (2) следует, что

$$\frac{U_{1POT}^2}{U_{OT}^2} = \nu_{1OT}. \quad (3)$$

Поскольку ν_{1OT} значительно больше единицы, следует вывод, что для срабатывания с минимальными потерями одинакового теплоперепада в РОТ требуется более высокая окружная скорость колеса, чем в ОТ, т.е. более высокое значение параметра $U_1/Cад$, реализация которого при механическом турбонаддуве представляет собой проблемную задачу.

Для определения оптимального значения параметра нагруженности и соответствующей ему величины окружного КПД турбины можно воспользоваться следующей методикой.

Выражение для окружного КПД, например ОТ, имеет вид:

$$\eta_U = \frac{H_U}{H_T} = \frac{U^2(\nu_1 - \nu_2)}{C_{ад}^2/2} = 2y^2(\nu_1 - \nu_2), \quad (4)$$

где $y = U/Cад$.

В соответствии с выходным треугольником скоростей

$$\nu_2 = \frac{W_{2U} - U}{U} = \frac{W_2 \cdot \cos\beta_2}{U} - 1.$$

При $\alpha_2 = 90^0$ $\nu_2 = 0$, следовательно,

$$\frac{W_2 \cdot \cos\beta_2}{U} = 1. \quad (5)$$

Относительная скорость газа на выходе из колеса равна

$$W_2 = \psi \cdot \sqrt{W_1^2 + \rho C^2 ад},$$

где ψ - коэффициент скорости колеса,

ρ - степень реактивности турбины.

С учетом того, что

$$W_1^2 = \varphi^2 \cdot C_{ад}^2 \cdot (1-\rho) + U^2 - 2 \cdot U \cdot \varphi \cdot Cад \times \times \cos\alpha_1 \cdot \sqrt{1-\rho},$$

где φ - коэффициент скорости соплового аппарата, уравнение (5) примет вид:

$$\psi \cdot \cos\beta_2 \cdot \sqrt{\frac{\varphi^2 \cdot (1-\rho) + \rho}{y^2} - 2\nu_1 + 1} = 1. \quad (6)$$

Так как

$$\nu_1 = \frac{1}{1 - \frac{tg\,\alpha_1}{tg\,\beta_{1л}}} = \frac{C_1 \cdot \cos\alpha_1}{U} = \frac{\varphi \cdot \cos\alpha_1 \cdot \sqrt{1-\rho}}{y}, \quad (7)$$

то из выражения (6) следует

$$y_{опт} = \left(\frac{U}{Cад}\right)_{опт} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\psi^2 \cdot \cos^2\beta_2} + \frac{1}{\frac{(1-\varphi^2)\cdot\nu_1^2}{\varphi^2 \cdot \cos^2\alpha_1} + 2\nu_1 - 1}}}. \quad (8)$$

Степень реактивности, соответствующая $(U/Cад)_{опт}$, будет равна

$$\rho_{опт.} = 1 - \left[\frac{\nu_1 \cdot (U/Cад)_{опт}}{\varphi \cdot \cos\alpha_1}\right]^2, \quad (9)$$

а максимальное значение окружного КПД равно

$$\eta_{u\,max} = 2\nu_1 \cdot (U/Cад)_{опт}^2.$$

По аналогии с изложенным для РОТ

$$\left(\frac{U_1}{Cад}\right)_{опт} = \frac{1}{\sqrt{\frac{m^2}{\psi^2 \cdot \cos^2\beta_2} + \frac{1}{\frac{1-\varphi^2}{\varphi^2 \cdot \cos^2\alpha_1} + 2 - m^2}}}, \quad (10)$$

$$\rho_{опт} = 1 - \left[\frac{(U_1/Cад)_{опт}}{\varphi \cdot \cos\alpha_1}\right]^2, \quad (11)$$

$$\eta_{u\,max} = 2 \cdot (U_1/Cад)_{опт}^2. \quad (12)$$

В табл. 1 приведены основные конструктивные параметры опытных конструкций РОТ и ОТ (рис. 1), разработанных для дизеля 3ТД-4 мощностью 441 кВт, соответствующие распространённым в практике значениям [2], а в табл. 2 - величины оптимальных значений параметра нагруженности этих турбин и соответствующие им величины степени реактивности и окружного КПД.

Относительно небольшое преимущество РОТ по величине КПД на оптимальном режиме работы утрачивается при работе ее с пониженными значениями $U_1/Cад$ из-за резкого увеличения "ударных" потерь при положительных углах атаки.

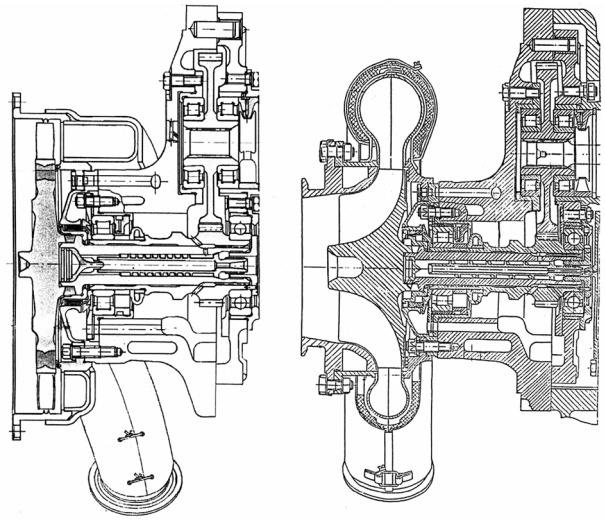
Таблица 1

Конструктивные параметры опытных РОТ и ОТ дизеля 3ТД-4

Параметр	Размерность	РОТ	ОТ
1. Угол выхода потока из безлопаточного направляющего аппарата α_1	град.	20	11
2. Наружный диаметр колеса на входе d_1	м	0,17	0,228
3. Втулочный диаметр колеса на входе $d_{1\,вт.}$	м	-	0,172

Окончание табл. 1

Параметр	Размерность	РОТ	ОТ
4. Наружный диаметр колеса на выходе $d_{2\,н}$	м	0,126	0,228
5. Втулочный диаметр колеса на выходе $d_{2\,вт.}$	м	0,04	0,172
6. Средний диаметр колеса на выходе $d_{2\,ср.}$	м	0,0935	0,202
7. Степень радиальности m	-	0,55	1,0
8. Угол установки лопатки на входе $\beta_{1\,л}$	град.	90	50
9. Угол установки лопатки на выходе $\beta_{2\,л}$	град.	30	19
10. Высота лопатки на входе l_1	м	0,0185	0,028
11. Высота лопатки на выходе, l_2	м	0,043	0,028
12. Количество лопаток Z	шт.	15	58
13. Зазор между лопатками и обтекателем Δ	м	0,0007… 0,0009	0,0006… 0,0008
14. Коэффициент скорости входника φ	-	0,95	0,94
15. Коэффициент скорости рабочего колеса ψ	-	0,906	0,941
16. Передаточное отношение от коленчатого вала дизеля к рабочему колесу i_T	-	12,518	10,07



а) б)

Рис. 1. Турбины системы механического турбонаддува дизеля 3ТД:

а - осевая;
б - радиально-осевая

Таблица 2

Оптимальные параметры РОТ и ОТ дизеля 3ТД-4

Турбина	$(U_1/Сад)_{опт}$	$\rho_{опт}$	$\eta_{u\,max}$
РОТ	0,658	0,457	0,865
ОТ	0,592	0,412	0,838

Графики рис. 2, изображающие зависимость коэффициента скорости колеса ψ, определенного с использованием данных работ [1, 3] для РОТ и [4, 5] для ОТ, от угла атаки, показывают, что при одних и тех же углах атаки коэффициент ψ колеса РОТ с непрофилированным входным участком решетки значительно меньше, чем колеса ОТ с "атакоустойчивым" профилем лопаток. Вследствие этого КПД РОТ при работе с пониженными значениями $U_1/Сад$ уменьшается интенсивнее по сравнению с ОТ.

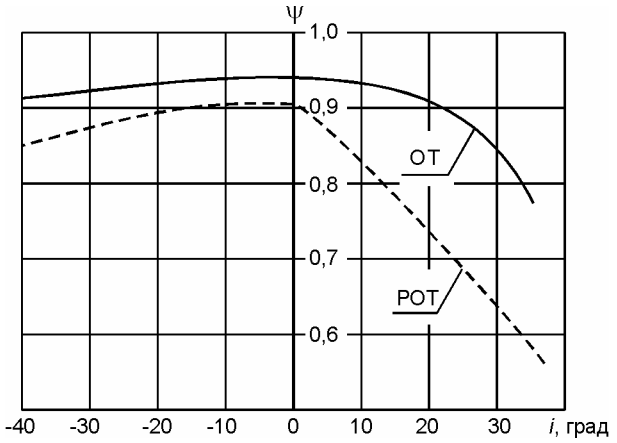


Рис. 2. Коэффициент скорости рабочего колеса ψ осевой (ОТ) и радиально-осевой (РОТ) турбин дизеля 3ТД-4 в зависимости от угла атаки *i*

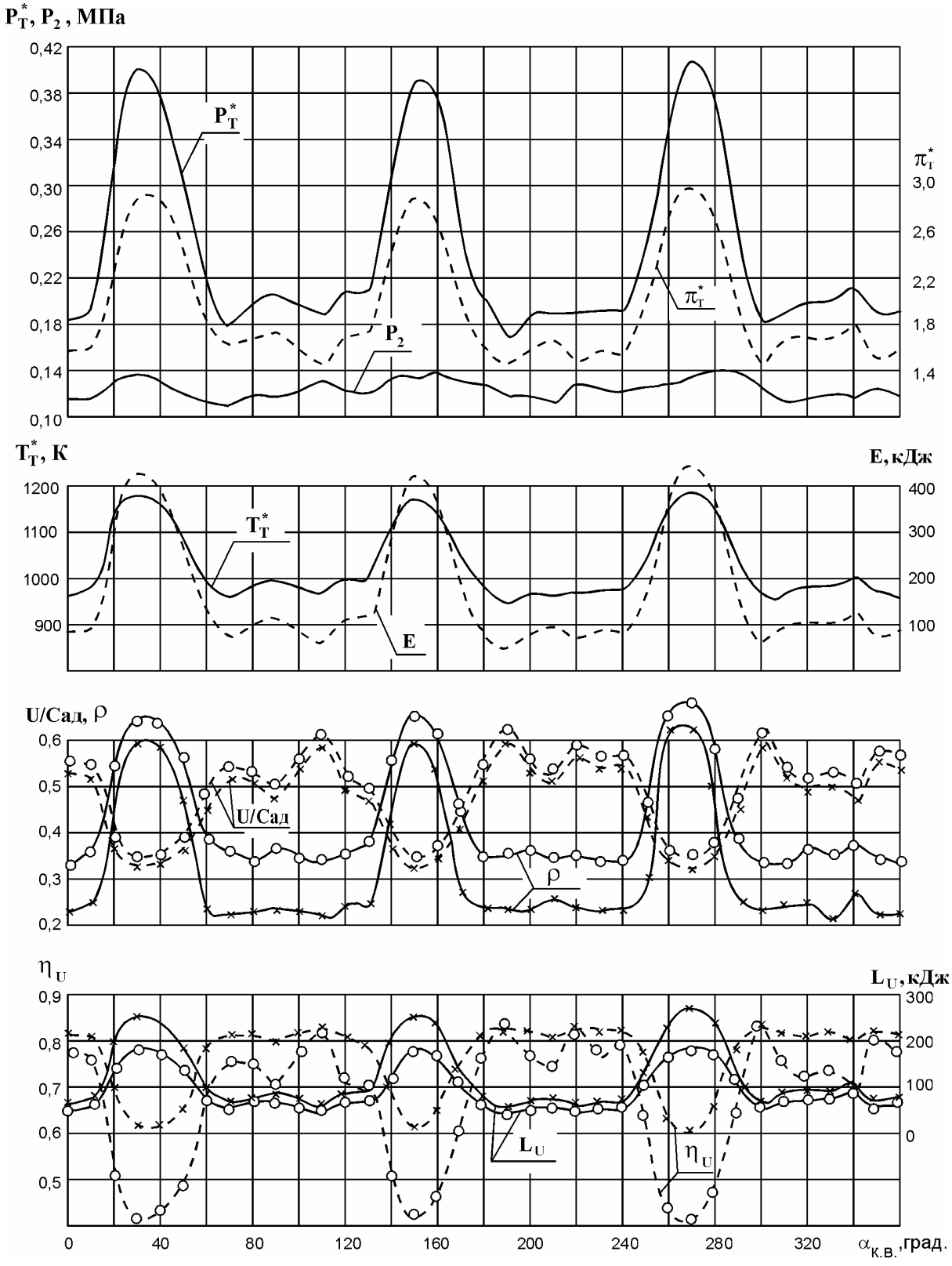


Рис. 3. К расчёту окружного КПД осевой (—✶—) и радиально-осевой (—○—) турбин системы наддува трёхцилиндрового двухтактного дизеля

Расчеты по мгновенным параметрам газа характеристик ОТ и РОТ, работающих в составе дизеля 3ТД-4, показывают (рис. 3), что средняя величина окружного КПД, определенная как

$$\eta_U = \frac{\int_0^{360} L_{Ui} \cdot d\alpha}{\int_0^{360} E_i \cdot d\alpha}, \qquad (13)$$

где $L_{Ui} = E_i \cdot \eta_{Ui}$ - полезная работа на окружности колеса;

$E_i = G_i \cdot H_{Ti}$ - располагаемый теплоперепад на турбине,

равна 0,709 для ОТ, и 0,575 для РОТ. В то же время величина η_U, вычисленная по средним параметрам газа перед турбиной и за ней, равна для ОТ 0,754 при $(U/Сад)_{ср} = 0,43$, а для РОТ - 0,613 при $(U_1/Сад)_{ср} = 0,455$.

При показанном на рис. 2 характере изменения зависимости $\psi = f(i)$ работа РОТ в нестационарном потоке газа даже при близкой к оптимальному значению средней величины параметра $U_1/Сад$ сопровождается более низким значением КПД по сравнению с ОТ. Примером этому могут служить сравнительные исследования дефорсированного трехцилиндрового дизеля (3ТД-1) в объектовых условиях с различными типами турбин [6] .В этих исследованиях величина $U/Сад$ по средним параметрам газа равна для ОТ 0,56, а для РОТ $(U_1/Сад)_{ср} = 0,686$. Удельный расход топлива при работе дизеля как по внешней, так и по нагрузочной характеристикам с ОТ на (6...10) г/кВт·ч меньше по сравнению с РОТ.

Один из самых существенных недостатков при применении РОТ в системе механического турбонаддува проявляется при пуске дизеля. При раскрутке коленчатых валов стартером до появления вспышек в цилиндрах турбина работает в вентиляторном режиме, ухудшая продувку цилиндров. Как сообщается в работе [6], применение штатных средств облегчения пуска - автономного факельного подогрева (АФП) и масловпрыска (МП) - оказывается здесь малоэффективным даже при температуре окружающей среды 293 К. Выход из создавшейся ситуации был решен установкой в привод рабочего колеса турбины обгонной муфты, обеспечивающей неподвижность ротора при работе стартера. После пуска дизеля, совершающегося за 3...7 с при T_0=293 К без использования АФП и МП, при достаточной энергии газа для раскрутки турбины обгонная муфта автоматически замыкается.

Установка же на дизель осевой турбины без обгонной муфты в приводе колеса обеспечивает его надежный пуск.

Таким образом, проведенный анализ различных показателей работы двух типов турбин в системе механического турбонаддува двухтактного дизеля показал меньшую эффективность радиально-осевой турбины по сравнению с осевой и поэтому в системе наддува всех отечественных двухтактных дизелей НТМ в настоящее время применяется только осевая турбина.

Литература

1. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах.- М: Машиностроение, 1973.- 226 с.
2. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочник / Б.П. Байков, В.Г. Бордуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч.- Л.: Машиностроение, 1975.- 200 с.
3. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теории и расчет авиационных лопаточных машин.- М : Машиностроение, 1986.- 432 с.
4. Кириллов И.И. Теория турбомашин.- Л.: Машиностроение, 1972.- 536 с.
5. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов / Г.С. Жирицкий, В.М. Локай, М.К. Максутова, В.А. Струнки.- М.: Машиностроение, 1971.- 620 с.
6. Рязанцев Н.К., Овчаров Е.Н. Сравнительные испытания турбопоршневого дизеля с радиально-осевой и осевой турбинами // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.- Харьков: ХАИ, 2000.- Вып. 19. Двигатели и энергоустановки.- С. 439-442.

Поступила в редакцию 04.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмическй университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков; канд. техн. наук, нач. отдела П.Е. Куницын, КП ХКБД, г. Харьков.