

УДК 621.43.052

**А.П. МАРЧЕНКО¹, И.В. ПАРСАДАНОВ¹, Д.Е. САМОЙЛЕНКО¹,
В.А. ПЕТРОСЯНЦ², В.Н. МИХАЙЛИК²**¹ *Национальный технический университет "ХПИ", Украина*² *ООО "Турбо-Веста", Украина*

ВЫБОР ЗАКОНА РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИНЫ АВТОТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Проведена оценка экологических и экономических показателей дизельных двигателей со штатным и регулируемым турбокомпрессорами. Получен закон регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом, обеспечивающий наилучшую экономичность и минимальную токсичность автотранспортного дизеля. Реализованный подход к выбору закона регулирования турбины справедлив для любых агрегатов с системой регулирования, включая авиационные турбины.

наддув, турбина, безлопаточный направляющий аппарат, закон регулирования

Введение

Известно, что двигатели со свободным турбокомпрессором (ТКР) имеют наилучшие показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) лишь на отдельных режимах работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Согласование работы ДВС и ТКР в широком диапазоне нагрузок и частот вращения коленчатого вала является эффективным способом повышения технико-экономических характеристик, особенно автотранспортных дизелей. Для этого применяют различные способы регулирования компрессора или турбины.

1. Формулирование проблемы

Необходимость регулирования обусловлена резким падением степени повышения давления лопаточных машин при уменьшении расхода газа и частоты вращения ротора ТКР, вызванных снижением нагрузки и частоты вращения коленчатого вала двигателя. В результате создаются неблагоприятные условия для формирования внешней характеристики двигателя, ухудшается его работа на малых нагрузках при неустановившихся режимах.

Анализ литературных источников показал, что отмеченная выше проблема может решаться несколькими способами:

– применением комбинированных систем, т.е. установкой совместно со свободным ТКР вспомогательного агрегата – приводного нагнетателя, гидравлической турбины, компрессора с электроприводом, вспомогательного аккумулятора давления и других агрегатов; основные недостатки таких систем описаны в работе [1].

– применением внешнего и внутреннего регулирования, основанного на непосредственном управлении работой турбокомпрессора; среди способов внешнего регулирования наибольшее распространение получил перепуск части отработавших газов мимо турбины [2], однако в этом случае не в полной мере используется энергия ОГ, что снижает эффективность силовой установки в сравнении с внутренними способами регулирования турбины турбокомпрессора.

К способам внутреннего регулирования турбины относятся:

- регулирование изменением парциальности турбины ТКР;
- регулирование изменением угла выхода потока газа из соплового аппарата (сопловое регулирование);
- регулирование за счет изменения проходного сечения улитки турбины.

Среди указанных способов внутреннего регулирования наиболее простым принято считать третий, реализованный при регулировании в ТКР с безлопачточным направляющим аппаратом (БНА). Его преимущества в сравнении с сопловым регулированием рассмотрены в работе [3].

2. Цели и задачи исследования

Целью и задачей исследования является выбор закона регулирования турбокомпрессора с БНА автотранспортного дизеля, обеспечивающего снижение удельного эффективного расхода топлива и минимальную токсичность ОГ.

3. Объект и результаты исследования

В качестве объекта исследования был выбран дизель 6ЧН 13/11,5 (СМД-62) в базовой комплектации, на котором последовательно устанавливались серийный ТКР-8,5ТВ-02 и опытный ТКР с регулируемой турбиной.

Исследование проводилось по нагрузочным и внешним характеристикам. Ограничительным параметром являлась максимально допустимая, с точки зрения надежной работы ТКР, температура ОГ дизеля $t_{ог} \leq 660 \text{ }^\circ\text{C}$.

Экологические показатели дизеля оценивались эмиссией оксидов азота (NO_x) и монооксида углерода (CO), а также оптической плотностью ОГ (N).

Определение оптической плотности отработавших газов проводилось в соответствии с методикой Правил ЕЭК ООН №24.03 и с использованием обобщенной эмпирической зависимости, позволяющей определять N при различных частотах вращения коленчатого вала (n) по известным значениям коэффициента избытка воздуха (α) [4]. Оценка эмиссии NO_x и CO выполнена с использованием данных исследований, проведенных в ГСКБД.

Одним из факторов, определяющих качество протекания рабочего процесса дизеля, является соотношение количества подаваемого в цилиндр воздуха к количеству впрыскиваемого топлива, опреде-

ляемое коэффициентом избытка воздуха. Известно, что величина проходного сечения в турбокомпрессорах с БНА на одном и том же режиме работы дизеля позволяет изменять величину давления наддува, а следовательно, и α . В связи с этим, при реализации регулирования турбокомпрессора с БНА необходимо определить зависимость величины проходного сечения улитки турбины (F_c) от режима работы двигателя.

Испытуемый регулируемый турбокомпрессор был оснащен механизмом, позволяющим плавно изменять сечение F_c в диапазоне от 1330 до 2360 мм² (у серийного ТКР $F_c = 2065 \text{ мм}^2$).

Как видим из графиков (рис. 1), на режимах малых нагрузок при частотах вращения коленчатого вала, соответствующих режиму максимального крутящего момента $n = 1550$ и 1300 мин^{-1} , максимальное раскрытие сечения F_c позволяет снизить удельный эффективный расход топлива (g_e) на 3 ... 8 г/(кВт·ч). С увеличением нагрузки выигрыш в g_e уменьшается, и при достижении границы нечувствительности g_e к регулированию [3], имеет место обратная тенденция – уменьшение F_c приводит к

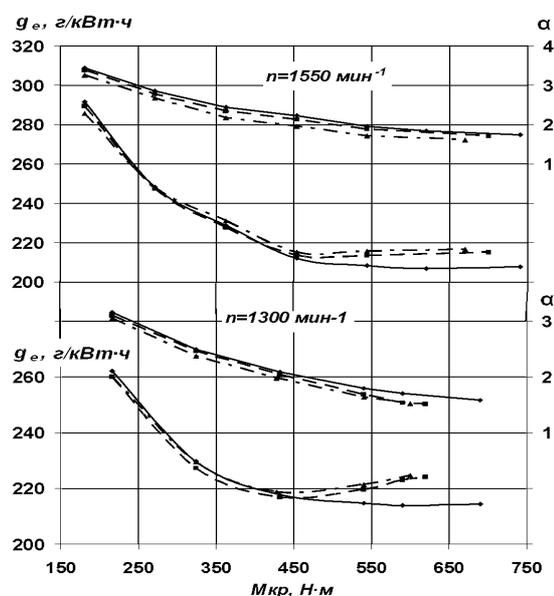


Рис. 1. Изменение удельного эффективного расхода топлива по нагрузочным характеристикам дизеля при $n = 1300$ и 1550 мин^{-1} :

- ◆— минимальное сечение F_c ;
- сечение F_c для серийного ТКР;
- ▲— максимальное сечение F_c

снижению удельного эффективного расхода топлива. В то же время максимальное уменьшение сечения БНА улитки позволяет достичь больших значений крутящего момента, подняв коэффициент приспособляемости двигателя на 8%, при снижении g_e (рис. 2). На номинальном режиме работы дизеля величина сечения F_c не оказывает влияния на удельный эффективный расход топлива.

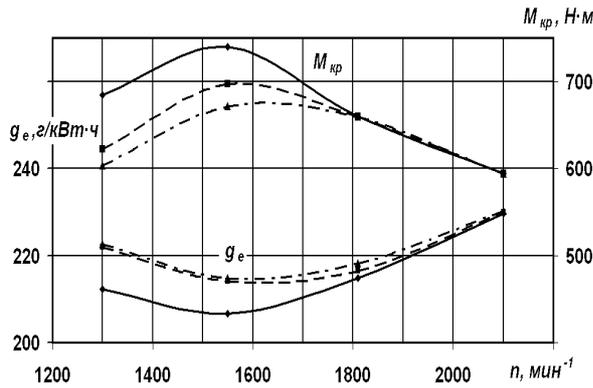


Рис. 2. Изменение удельного эффективного расхода по внешней характеристике дизеля:

- ◆— минимальное сечение F_c ;
- сечение F_c для серийного ТКР;
- ▲— максимальное сечение F_c

В табл. 1 приведены значения оптической плотности ОГ исследуемого дизеля. На режимах $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$ внешней характеристики с серийным ТКР она превышает значения норм, установленных Правилами ЕЭК ООН № 24. Это свидетельствует о необходимости перенастройки турбокомпрессора, либо установки регулируемого ТКР.

Как видно из рис. 3, на скоростном режиме номинальной мощности увеличение α с 2,06 до 2,2, которое обеспечивается при регулировании, практически не влияет на эмиссию NO_x и CO . Но, поскольку оптическая плотность ОГ при этом снижается на 7% без ухудшения экономичности (табл. 1), рационально обеспечить величину сечения $F_c = 1330 \text{ мм}^2$ с соответствующим значением $\alpha = 2,2$.

Для режима максимального крутящего момента (рис. 3) выбор минимального сечения F_c более существенно сказывается на экономических и экологических

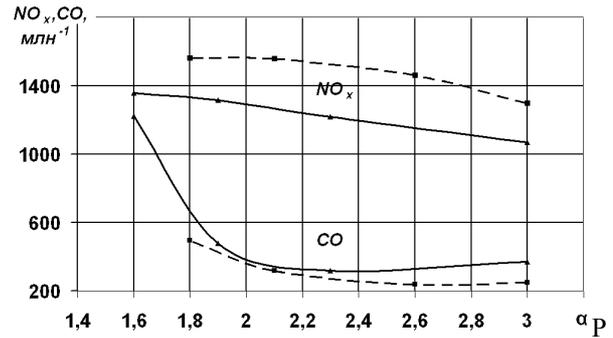


Рис. 3. Зависимость состава ОГ от коэффициента избытка воздуха при $n = 2100$ и 1550 мин^{-1} :

- $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$;
- ▲— $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$

показателях дизеля. Так, увеличение α с 1,66 до 1,84 приводит к улучшению экономичности на 7 г/(кВт·ч) , уменьшению эмиссии NO_x на 250 млн^{-1} , CO – на 530 млн^{-1} и снижению N на 10%. Таким образом, можно сделать вывод о целесообразности уменьшения сечения F_c на всей ветви внешней характеристики.

Результаты проведенных исследований позволяют предложить трехпозиционное регулирование турбины ТКР, представленное графически на рис. 4.

В соответствии с рис. 4, нахождение рабочей точки в одной из трех зон регулирования будет однозначно определять необходимую величину F_c регулируемого ТКР.

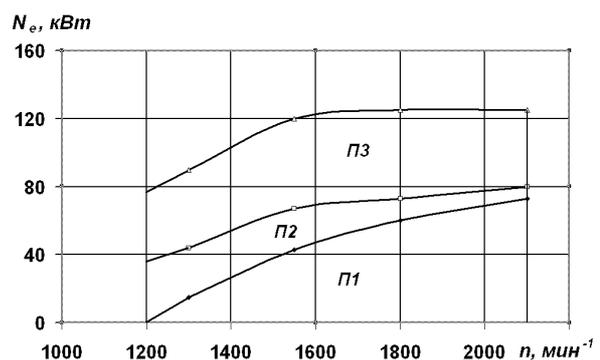


Рис. 4. Закон трехпозиционного регулирования дизеля типа СМД – 62:

- П1 – область регулирования, соответствующая максимально раскрытому сечению БНА ($F_c = 2360 \text{ мм}^2$);
- П2 – область регулирования, соответствующая серийному сечению БНА ($F_c = 2065 \text{ мм}^2$);
- П3 – область регулирования, соответствующая минимальному сечению БНА ($F_c = 1330 \text{ мм}^2$)

Таблица 1

Расчетные и нормируемые значения N для дизеля с серийным и регулируемым турбокомпрессорами по внешней характеристике

№ п/п	Режим	Серийный ТКР $F_c = 2065 \text{ мм}^2$		Регулируемый ТКР $F_c = 1330 \text{ мм}^2$		Нормируемая величина N , %
		α	N , %	α	N , %	
1	$Ne = 84,7 \text{ кВт}$, $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$	1,51	58	1,74	42	48
2	$Ne = 113,2 \text{ кВт}$, $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$	1,66	47	1,84	37	45
3	$Ne = 125 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$	1,85	37	2,02	31	43
4	$Ne = 125,1 \text{ кВт}$, $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$	2,06	34	2,2	27	38

При этом такой подход будет справедлив для поля характеристик, находящихся в диапазоне частот от 1200 до 2100 мин^{-1} .

Заключение

1. На основании исследования дизеля 6ЧН 13/11,5 установлено:

- регулирование турбокомпрессора эффективно как на режимах малых нагрузок, где снижение удельного эффективного расхода топлива составляет 3 ... 8 г/(кВт·ч), так и на режимах максимального крутящего момента, где обеспечивается снижение g_e на 7 ... 12 г/(кВт·ч). При этом коэффициент приспособляемости дизеля увеличивается на 8%;

- на номинальном режиме увеличение α незначительно сказывается на эмиссии NO_x и CO , однако способствует снижению оптической плотности ОГ на 7%;

- для режима максимального крутящего момента при $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$ регулирование позволило уменьшить выбросы NO_x на 250 млн^{-1} , CO на 530 млн^{-1} , оптическую плотность ОГ на 10%.

2. Проведенные исследования позволили предложить закон трехпозиционного регулирования турбокомпрессора в диапазоне частот вращения вала двигателя от 1200 до 2100 мин^{-1} .

Литература

1. Марченко А.П., Самойленко Д.Е., Петросянц В.А. Оценка эффективности применения соплового регулирования для наддува четырехцилиндрового автотракторного дизеля // Вестник науки и техники. – Х.: ООО “ХДНТ”, 2004. – №1 (16). – С. 42 – 51.
2. Турбодвигатели и компрессоры: Справ. пособие / Г. Хак, Гангкайель. – М.: Астрель, 2003. – 351 с.
3. Марченко А.П., Петросянц В.А., Самойленко Д.Е. и др. Улучшение технико-экономических показателей транспортного дизеля путем регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – Вып. 1. – С. 3 – 6.
4. Остапенко Г.И. Определение программы регулирования давления наддува тракторного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – Х.: Высш. шк. – 1985. – Вып. 42. – С. 54 – 59.

Поступила в редакцию 14.03.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.А. Ерощенко, Харьковская государственная академия железнодорожного транспорта, Харьков.