

Румянцев В.В., кандидат технических наук, доцент, Набережночелнинский институт ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет».

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ НАДДУВА ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Аннотация. Рассмотрены перспективные способы регулирования турбокомпрессоров, приведены результаты экспериментов турбины малоразмерного турбокомпрессора с лопаточным сопловым аппаратом. В результате расчетов установлено ограничение по степени повышения давления при реализации двухступенчатого наддува.

Ключевые слова. Дизель, наддув, турбокомпрессор, регулирование.

Основным способом форсирования современных транспортных дизелей является наддув. Среди различных способов реализации наддува остается за газотурбинным наддувом [1]. Причем в ближайшее время альтернативы данному способу не предвидится.

В качестве агрегатов газотурбинного наддува применяются свободные турбокомпрессоры, объединяющие центробежный компрессор и радиально-осевую турбину. Стремление к реализации высоких значений литровых мощностей дизелей приводит к необходимости роста степени повышения давления π_k в компрессорных ступенях турбокомпрессоров (ТКР). Специфика реализации высоких значений π_k ($\pi_k > 2,5$) заключается в том, что на режимах максимального крутящего момента самого двигателя наблюдается нехватка воздуха и как следствие снижение коэффициента приспособляемости K_M . Т.е. снижается способность двигателя «приспособляться» к изменению внешней нагрузки.

Формирование приемлемых скоростных характеристик дизелей с газотурбинным наддувом возможно за счет регулирования турбокомпрессоров и, в первую очередь, турбины, поскольку она является источником энергии в ТКР.

Регулирование турбокомпрессоров призвано также избежать следующих негативных явлений, которые возникают при эксплуатации дизелей с наддувом:

- турбояма (турболаг) - задержка увеличения оборотов и мощности (нагрузки) двигателя при резком нажатии на педаль акселератора (“газа”). В этом случае подача воздуха от компрессора ТКР не успевает за потребным воздухообеспечением поршневой части двигателя;

- помпаж (автоколебания) в компрессорной ступени – возникает при резком снижении оборотов и нагрузки, когда поршневая часть не способна пропустить то количество воздуха, которое подается компрессором ТКР.

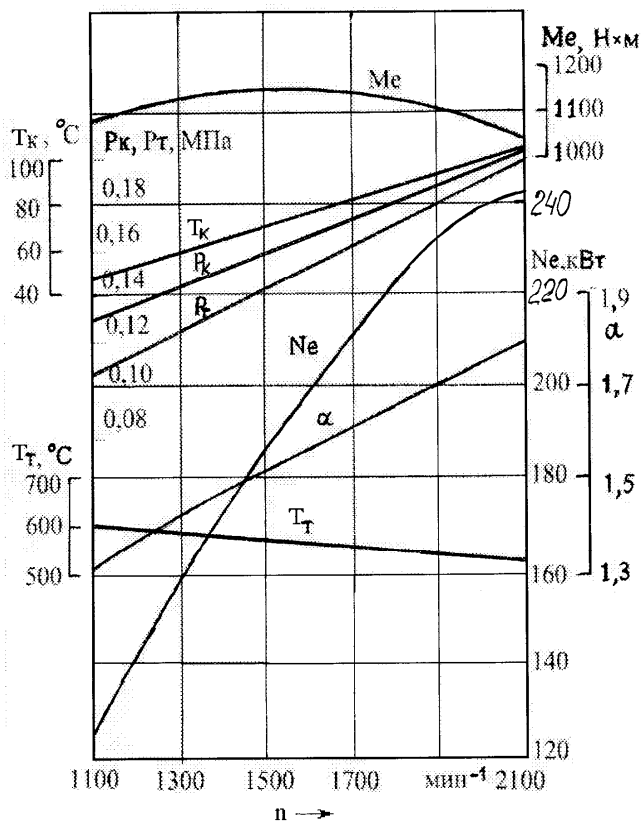
Наибольшее распространение нашел следующий наиболее простой и надежный способ регулирования турбокомпрессоров – перепуск газа мимо турбины [2]. Именно простота обусловила распространение данного способа. Однако применение его противоречит самой идеи использования энергии отработавших газов для привода нагнетателя (компрессора).

На рис.1а показана внешняя скоростная характеристика (ВСХ) дизеля с наддувом ЯМЗ-238. Коэффициент приспособляемости данного дизеля $K_m = M_{e_{max}}/M_{e_{ном}} \approx 1,1$ при скоростном коэффициенте $K_c = n_{M_{e_{max}}}/n_{ном} = 0,7$ ($M_{e_{max}}$ - максимальный крутящий эффективный момент по ВСХ при частоте вращения коленчатого вала $n_{M_{e_{max}}}$; $M_{e_{ном}}$ - крутящий эффективный момент при номинальной частоте вращения коленчатого вала $n_{ном}$). Повышение коэффициента приспособляемости K_m возможно в общем случае двумя путями (см.рис. 1б):

1) за счет снижения M_e на номинальном режиме работы двигателя (кривая 2 на рис. 1б);

2) за счет повышения M_e на режиме $n = n_{M_{e_{max}}}$ (кривая 3 на рис.1б).

В первом случае для повышения K_m , к примеру с 1,1 до 1,2, необходимо обеспечить $M_{e_{ном}}=960$ Н×м, что приведет к снижению мощности на данном режиме до 225кВт, т.е. на 8%. Данный способ вполне реализуем за счет снижения давления наддува P_k^* . В свою очередь снижение P_k^* возможно за счет снижения мощности турбины N_T , т.е. за счет перепуска газа.



а)

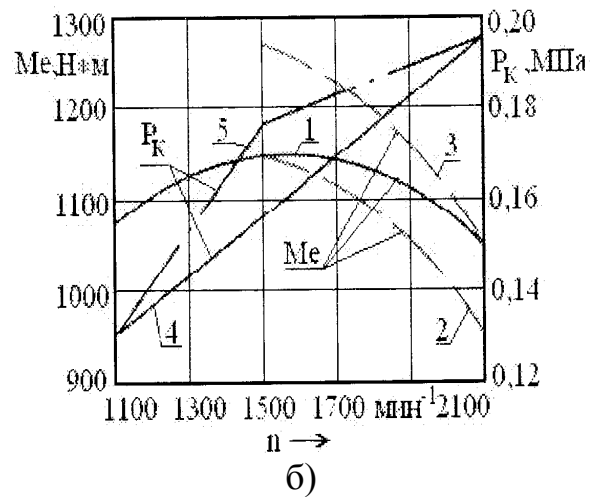


Рис.1. ВСХ дизеля (а) и пути повышения K_M (б).

- 1 - $Me = f(n)$ дизеля ЯМЗ-238 с наддувом;
- 2 - $Me = f(n)$ при снижении Me на режиме $n = n_{ном}$ и $Me = const$ на режиме $n = n_{max}$;
- 3 - $Me = f(n)$ при повышении Me на режиме $n = n_{max}$ и $Me = const$ на режиме $n = n_{ном}$;

4 - $P_k^* = f(n)$ без регулирования ТКР; 5 - $P_k^* = f(n)$ при условиях, соответствующих кривой 3.

Другой путь повышения K_M , как указывалось выше - за счет повышения Me на режиме $n = n_{max}$ (см. рис. 1, кривая 3); при этом на режиме $n = n_{ном}$ $Me = const$. В этом случае необходимо повысить эффективность работы турбины, т.е. повысить ее эффективный к.п.д. η_{Te} . Последнее приводит к росту π_k , росту плотности воздуха на входе в двигатель, а значит к росту расхода через двигатель G_B . При сохранении коэффициента избытка воздуха α на режиме Me_{max} появляется возможность повышения цикловой подачи топлива $q_{T.C}$ и повышения момента Me_{max} . С этой целью применяется так называемый регулируемый сопловой аппарат (РСА) [3,4].

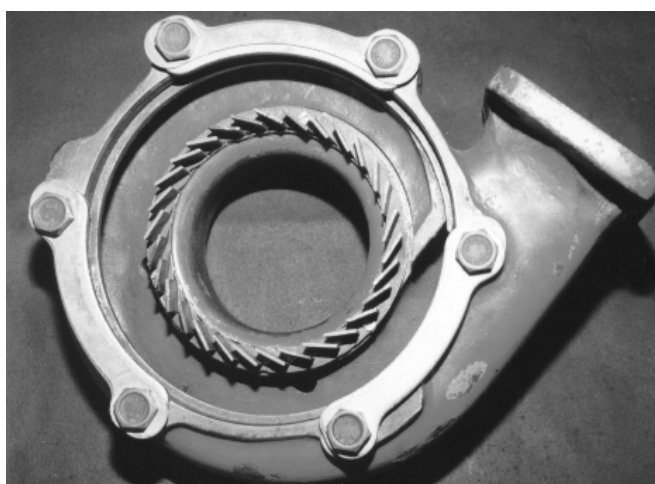
Известно [5], что работа газа на окружности колеса радиальной турбины H_{TU} определяется уравнением Эйлера:

$$H_{TU} = C_{1U}U_1 \pm C_{2U}U_{2CP}, \quad (1)$$

где: $C_{1U}=C_1\cos\alpha_1$ – закрутка потока газа на выходе из соплового аппарата (на входе в рабочее колесо); $C_{2U}=C_2\cos\alpha_2$ – закрутка потока газа на выходе из рабочего колеса турбины на среднерасходном диаметре; C_1, C_2 – соответственно абсолютные скорости газа на входе и выходе из рабочего колеса; U_1, U_{2CP} – соответственно окружные скорости на внешнем диаметре колеса турбины (на входе) и на среднерасходном диаметре на выходе из колеса; α_1, α_2 – угол входа потока газа в рабочее колесо (выхода из соплового аппарата) и угол выхода из рабочего колеса в абсолютном движении. Т.к. с целью уменьшения потерь с выходной скоростью при проектировании турбин угол α_2 обеспечивают близким к 90° , работа H_{TU} зависит в основном от значения закрутки потока C_{1U} на входе в рабочее колесо.

Применение безлопаточных направляющих аппаратов (БНА) в турбинах ТКР приводит не только к существенной неравномерности углов выхода потока газа α_1 [2], но и к заниженным по сравнению с рекомендуемыми значениями $\alpha_1=15-30^\circ$ [4,5].

Для установления эффективности применения РСА в турбинах ТКР были изготовлены и испытаны модельные образцы (Рис. 2). В корпусе турбины ТКР7-Н1 (Рис. 2а) вместо БНА размещались сопловые венцы с плоскими непрофилированными пластинами (Рис. 2б).



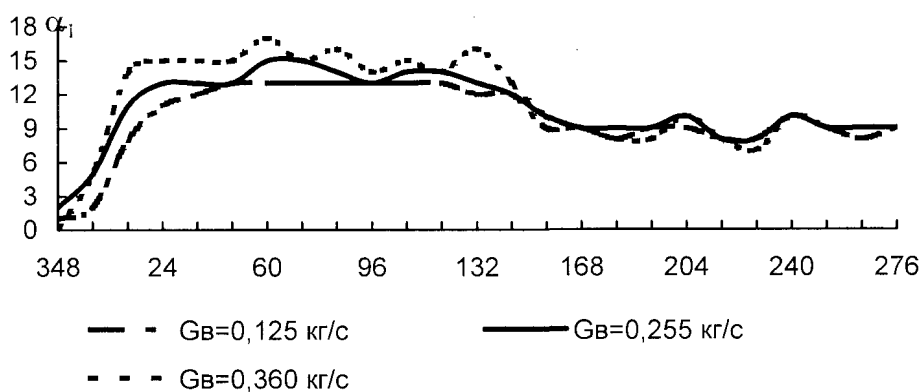
а)



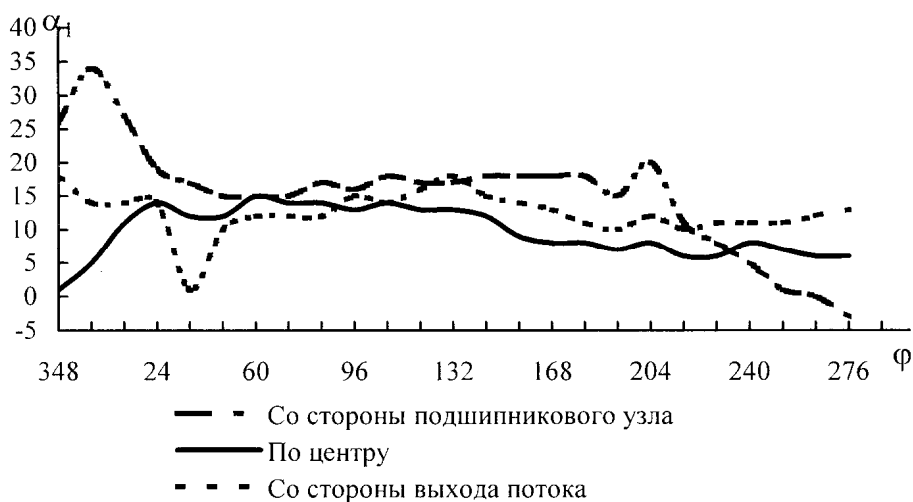
б)

Рис.2. Корпус турбины с сопловым венцом (а) и сам венец (б).

Длина хорды профиля выбрана из условия возможности вписывания пластины в данный кольцевой канал, то есть в кольцо с наружным диаметром $d_0=92\text{мм}$ и внутренним $d_1=78\text{мм}$, при максимально возможном угле установки пластины $\alpha_{1\text{уст}} = 30^\circ$, и равна $b=11\text{мм}$. Углы установки составляли 12, 14, 16, 18 и 20° , число пластин 36, 30, 18 и 15. Замеры углов выхода потока проводились с помощью трехканального приемника давления. Опыты проводились на холодном газе (воздухе) с последующим пересчетом на реальные условия.



а)



б)

Рис. 3. Зависимости угла α_1 от угла сечения улитки φ при разных значениях расхода воздуха (а) и мест установки приемников давления ($G_B = 0,311 \text{ кг/с}$).

В результате выравнивания потока перед рабочим колесом турбины получено повышение эффективного к.п.д. турбины на 13-14% при значениях углов $\alpha_{\text{луст}} = 14-18^\circ$ и густоте решетки $b/t = 0,69-0,85$ (соответственно 18 и 15 пластин).

По результатам исследований, приведенных в [2] эффективный к.п.д. турбинной ступени турбокомпрессора ТКР7-Н1 составляет во всем диапазоне режимов 0,60-0,65, что не соответствует требованиям [7]. Применение лопаточного соплового аппарата с учетом полученных данных позволит повысить значения эффективного к.п.д. турбинной ступени до 0,68-0,74. В соответствии с [7] минимальные значения к.п.д. составляют 0,64.

Отметим, что пластины были непрофилированными и имели прямоугольные входные и выходные кромки. Последнее говорит о том, что имеется запас по росту к.п.д. турбинной ступени при применении более совершенных аэродинамических профилей.

Применение РСА на транспортных газотурбинных двигателях [8] особенно эффективно на переходных режимах работы и в режиме резкого сброса нагрузки. Поэтому РСА можно рассматривать как средство устранения таких явлений, как «турбояма» и помпаж, о чем говорилось выше.

В [6] был дан прогноз в отношении применения двухступенчатого наддува с целью дальнейшего форсирования дизелей с наддувом до уровня литровых мощностей 35кВт/л и более. На сегодняшний день Швейцарская фирма Liebherr и ПАО КАМАЗ совместно разрабатывают семейство дизельных и газовых двигателей мощностью от 450 до 700л.с. с двухступенчатым наддувом.

С целью определения возможных значений степеней повышения давления π_K в системе двухступенчатого наддува расчетным путем были определены необходимые значения степени понижения давления газа в турбинных ступенях $\pi_{\text{т.потр}}$. В основу положено уравнение баланса мощностей одновального турбокомпрессора.

Мощность, потребляемая компрессорными ступенями определяется:

$$N_K = G_B \times \frac{k}{k-1} \times R \times T_1 \times \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) / \eta_{KS}^* \quad (2)$$

Мощность, получаемая в турбине при расширении газа:

$$N_T = G_T \times H_T = G_T \times \frac{k_T}{k_T - 1} \times R_T \times T_T^* \times \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k_T-1}{k_T}}} \right) \times \eta_{Te}^* \quad (3)$$

В уравнениях (2) и (3) обозначения общепринятые. Под π_K и π_T подразумеваются суммарная степень повышения давления в компрессоре и суммарная степень понижения давления в турбине в первых и вторых ступенях ($\pi_K = \pi_{K1} \pi_{K2}$; $\pi_T = \pi_{T1} \pi_{T2}$) и суммарные значения к.п.д. компрессорных и турбинных ступеней.

При равенстве расходов воздуха G_B и газа G_T , приравняв уравнения (2) и (3) можно определить зависимость $\pi_{T.ПОТР} = f(\pi_K)$ (Рис. 4).

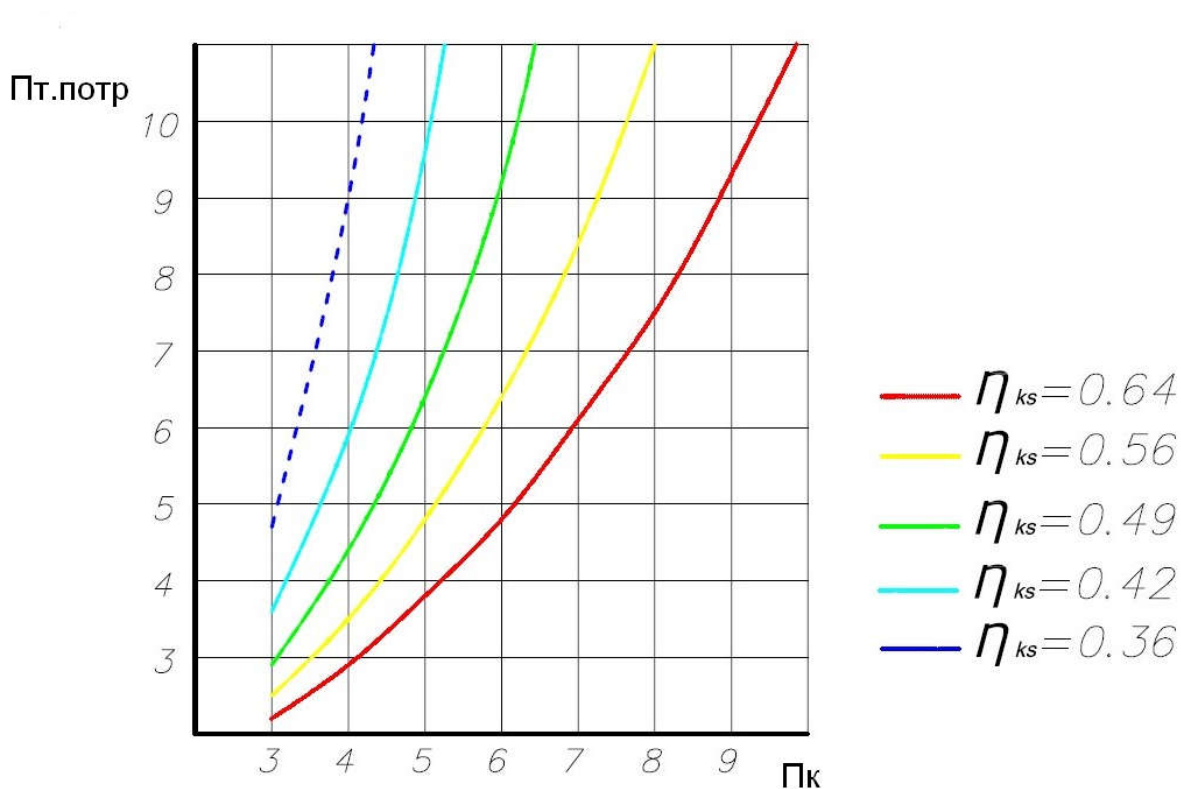


Рис. 4. Зависимость $\pi_{T.ПОТР}$ от π_K при температуре газа перед турбиной

$$T_T = 700^{\circ}\text{C}$$

При степенях повышения давления в каждой из компрессорных ступеней $\pi_K = 3,2$ суммарное значение может достигать 10,24. Однако, анализ значений располагаемой удельной работы отработавших в поршневой части газов с учетом требований

[7] по значениям к.п.д. турбинных ступеней, говорит об ограничениях на сегодняшний день значений суммарных π_K до 4,0-4,5.

В заключении следует отметить, что турбокомпрессоры с изменяемой геометрией (РСА) и двухступенчатый наддув реализуют на сегодняшний день такие ведущие в данной области производители, как BorgWarner Turbo Systems (Германия), Honeywell International Inc. (США); Cummins Engine Co (США); Mitsubishi Heavy Industries Co., Ltd. (Япония), упомянутая Швейцарская фирма Liebherr и др.

Аналогичные промышленные разработки в России отсутствуют, по крайней мере не известны автору статьи. Справедливости ради, следует отметить накопленный отечественной наукой и промышленностью опыт создания турбин с РСА для наземных транспортных газотурбинных двигателей [8,9 и др.], который может быть использован при создании малоразмерных ТКР с РСА.

Литература

1. Файн М.А., Васильев В.Н. Современные устройства для регулирования давления наддува двигателей внутреннего сгорания тракторов и сельскохозяйственных машин. Вып. 17. - М.: ЦНИИТЭИ Тракторсельхозмаш, 1979.- 37 с.
2. Гатауллин Н.А. Разработка, исследовательские испытания и доводка малоразмерных турбокомпрессоров: Автореферат дисс...канд. техн. наук. – Казань, 1998. – 22 с.
3. Химич В. Л., Епифанов Д. В. Выбор системы наддува в зависимости от требований экологических стандартов и уровня форсирования быстроходного автомобильного дизеля // Вестник УГАТУ. - 2010. - №5(40). - С. 38-45.
4. Локай В.И., МаксUTOва М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1979. - 447 с.
5. Турбомашины и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок: Учебное пособие для студентов, обучающихся по специальности «Турбостроение»/ В.С.Бекнев, В.Е.Михальцев, А.Б.Шабаров, Р.А.Янсон. – М.: Машиностроение, 1983. – 392 с.

6. Франц К. Мозер. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей // Журнал автомобильных инженеров. – 2008. - №4(51).
7. ГОСТ Р 53637. Турбокомпрессоры автотракторные. Общие технические требования и методы испытаний.
8. Транспортные машины с газотурбинными двигателями / Н.С. Попов, С.П. Изотов, В.В. Антонов и др.; Под общ. ред. Н.С. Попова. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1987. - 259 с.
9. Елисеев С.Ю. Теоретическое обоснование и реализация методов улучшения характеристик транспортных регенеративных газотурбинных двигателей: Автореф. дисс.... канд. техн. наук. – Москва, 2005. – 25 с.

Rumyancev V.V. candidate of technical Sciences, assistant professor, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University

DEVELOPMENT PROSPECTS OF TURBO DIESEL VEHICLES

Abstract. Promising ways to control turbochargers, the results of experiments, small-sized turbine vane turbocharger with nozzle apparatus. As a result of the calculations is limited by the degree of pressure increase in the implementation of the two-stage turbocharging.

Key words. Diesel, boost, turbocharger control.