

ВЛИЯНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В КОМПРЕССОРЕ ТУРБОНАДДУВА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

А.В. Боровиков, д.т.н., проф. СПбГУСЭ;

А.М. Симонов, д.т.н., проф. СПбГПУ;

С.М. Гнездилов, главный конструктор СКБТ, г. Пенза

В статье представлены результаты работ и даны рекомендации по совершенствованию проточных частей компрессоров агрегатов турбонаддува, позволяющие улучшить эксплуатационные характеристики транспортных дизелей и использованные при проектировании конструкций серийных промышленных агрегатов.

Гидравлические потери в компрессоре агрегата турбонаддува являются определяющими для КПД агрегата и оказывают значительное влияние на эксплуатационные характеристики дизеля. Их рост снижает коэффициент наполнения цилиндра дизеля, увеличивает затраты на совершение насосных ходов и в результате является причиной увеличения удельного расхода топлива. Проблема особенно актуальна для транспортных высокофорсированных дизелей, значительную часть времени работающих на ненормальных режимах в условиях нестационарности подачи воздуха в цилиндры, интенсификации отрывных явлений и вторичных течений в проточной части компрессора турбонаддува.

Условно гидравлические потери в проточной части компрессора можно разделить на потери трения, вихреобразования в подвижных и неподвижных элементах и потери в осевом зазоре между колесом и корпусом:

$$\Delta\eta_{ГК} = \Delta\eta_{ГРК}^{ТР} + \Delta\eta_{ГРК}^B + \Delta\eta_{ГРК}^{O3} + \Delta\eta_{ГБЛД}^{ТР} + \Delta\eta_{ГБЛД}^B + \Delta\eta_{ГЛД}^{ТР} + \Delta\eta_{ГЛД}^B + \Delta\eta_{ГВУ},$$

где подстрочные индексы: РК — рабочее колесо; БЛД — безлопаточный диффузор; ЛД — лопаточный диффузор; ВУ — выходное устройство (здесь потери во входном устройстве от сечения Н–Н до 1–1 отнесены к рабочему колесу).

Доли влияния отдельных составляющих на общий уровень гидравлических потерь в проточной части компрессора определяются параметрами рабочего колеса — коэффициентом напора ψ_T , коэффициентом расхода Φ_p , диффузорностью потока в колесе n_w , степенью реактивности колеса Ω_T ; параметрами диффузоров — диффузорностями безлопаточного

и лопаточного диффузоров — \bar{c}_{2-3} и \bar{c}_{3-4} , углом поворота потока в лопаточном диффузоре $\Delta\alpha_{3-4}$, а также критериями подобия: числами Re , M . Для судовых, тепловозных и автотракторных дизелей важны также масштабный фактор, уровень форсированности, режим работы и комплектация ступени. Соотношения между видами потерь можно определить по результатам расчета пространственного трехмерного вязкого потока [3] или по расчетам квазитрехмерного невязкого потока и расчетам параметров пограничных слоев, а более точно — по результатам физических и модельных экспериментальных исследований. Анализ имеющихся научных работ и собственные исследования авторов подтверждают вывод [1–3], что при интенсивной форсировке дизеля с использованием современных технологий изготовления и новых материалов улучшение характеристик агрегата нельзя достигнуть без экспериментального исследования моделей.

При проектировании высокоэффективной проточной части компрессора, как показывает практика, самым важным является оптимизация формы лопаточной решетки и межлопаточных каналов рабочего колеса. С одной стороны, каноны классического компрессоростроения [4] рекомендуют минимизировать омываемую поверхность для снижения потерь трения, что крайне актуально для общепромышленных компрессоров, работающих при числах Маха 0,7–0,8 в области расчетной точки. С другой стороны, в высоконапорных компрессорах при числах $M = 1,1–1,3$ основной вклад в потери дают отрывные явления. Поэтому применение развитой проточной части в колесе в компрессорах высокофорсированных дизелей в условиях работы на ненормальных режимах позволяет получить положительный эффект. Известно, что рабочее колесо Крейна [3] имело достаточно большую плотность решетки и удлиненную проточную часть. Однако при числе Маха, равное 0,9 автору удалось получить КПД колеса $\eta_k = 0,95$. Этот принцип был реализован при проектировании рабочих колес с теоретически безотрывной лопаточной решеткой (с локализацией местных отрывов) на основе базового колеса модельного ряда [1, 2]. Проведенные эксперименты позво-

лили получить весьма важные для задач оптимизации проточных частей данные по уровню характерных чисел Маха в основных сечениях ступени: в сечении 1–1 на входе в решетку колеса — M_{w1} , в сечении 2–2 за рабочим колесом — M_{c2} и выходе из диффузора — M_{c4} при различных режимах по коэффициентам расхода Φ_p и различным M_u . Данные получены для ступеней с рабочими колесами различной напорности и расходности, соответственно при различных ψ_T и Φ_p , а также при различных значениях потоковой диффузорности n_w , достигаемой изменением относительной высоты лопаток \bar{b}_2 . Представленные на рис. 1 результаты экспериментов на одном из режимов при $M_u = 0,78$ показывают, что при относительно умеренном значении условного числа Маха физические числа M в сечениях на входе в колесо M_{w1} и на выходе из колеса M_{c2} достигают величин, соответствующих околосзвуковому течению потока при отклонении рабочих режимов по расходу в область больших Φ_p . Эти данные учтены при оптимизации формы проточной части колес для ступеней с расширенной рабочей зоной харак-

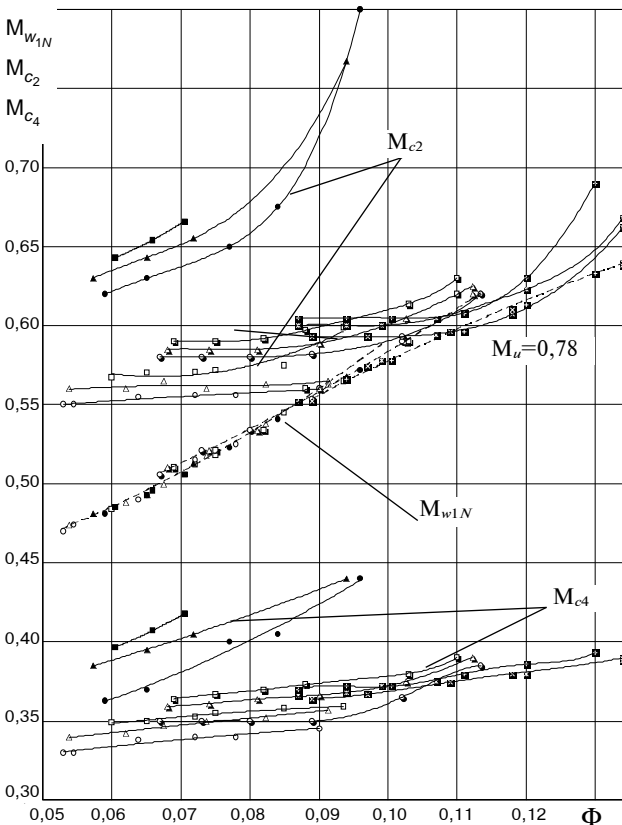


Рис. 1. Зависимости характерных чисел Маха в сечениях модельных ступеней от режима работы при различных \bar{b}_2 :

- — 0,049; △ — 0,045; □ — 0,040; $\psi_T = 0,74$; $\Phi_p = 0,064$;
 ● — 0,041; ▲ — 0,038; ■ — 0,034; $\psi_T = 0,85$; $\Phi_p = 0,064$;
 ○ — 0,055; △ — 0,050; ● — 0,040; $\psi_T = 0,74$; $\Phi_p = 0,080$;
 ⊠ — 0,055; ⊡ — 0,050; ⊞ — 0,040; $\psi_T = 0,74$; $\Phi_p = 0,100$

Боровиков А.В., Симонов А.М., Гнездилов С.М.

теристики. Эффективный баланс между потерями трения и отрыва установлен в интервалах: диффузорность — $n_w = 1,2-1,4$; $\Phi_p = 0,08-0,09$; $\psi_T = 0,7-0,8$ при достигнутых $\eta_{*K} = 0,93-0,94$.

Значительное влияние на потери в полуоткрытом колесе оказывают перетекания в зазоре с корпусом. По проведенным физическому (визуализация низкоэнергетических зон) и модельному экспериментам определена картина течения в зазоре и изменения интегральных характеристик (рис. 2). В осевой части колеса перетечки небольшие и значительно увеличиваются в радиальной части. Большим величинам относительного осевого зазора δ соответствует большая скорость падения параметров. Для определения потерь перемешивания применена расчетная модель течения вязкого турбулентного потока в щели с подвижной стенкой под действием перепада давлений. Модель хорошо согласована с опытными данными и применяется на практике при выборе и контроле величин зазоров в реальных конструкциях компрессоров наддува, в том числе в малоразмерных агрегатах быстроходных дизелей. При этом достигается минимально возможный уровень потерь перетекания в зазоре.

Условия на выходе из колеса компрессора существенно влияют на уровень потерь в безлопаточном диффузоре. Общий уровень эффективности ступени с повышением напора значительно снижается как за счет повышения коэффициентов потерь в колесе (рис. 3), так и за счет увеличения потерь в диффузоре из-за повышенных скоростей. С уменьшением Φ_p потери в ступени растут из-за роста потерь на ограничивающих поверхностях, дискового трения колеса и увеличения потерь на перетекание в зазоре. С учетом баланса между ростом коэффициентов потерь в безло-

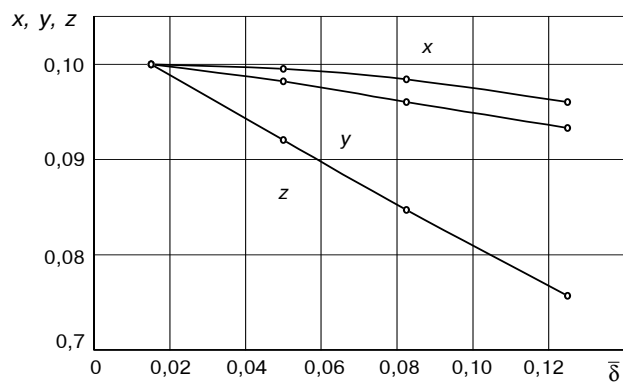


Рис. 2. Обобщенные зависимости влияния относительного осевого зазора на характеристики рабочего колеса:

$\psi_T = 0,74$; $\Phi_p = 0,064$; $M_u = 0,78$; $\bar{b}_2 = 0,045$;

$$x = \left(\frac{\Psi_{n0-2}^*}{\Psi_{n0-2max}^*} \right)_{\text{опт}}; \quad y = \frac{\eta_{n0-2}^*}{\eta_{n0-2max}^*}; \quad z = \left(\frac{\xi_{0-2min}}{\xi_{0-2}} \right)_{\text{опт}}$$

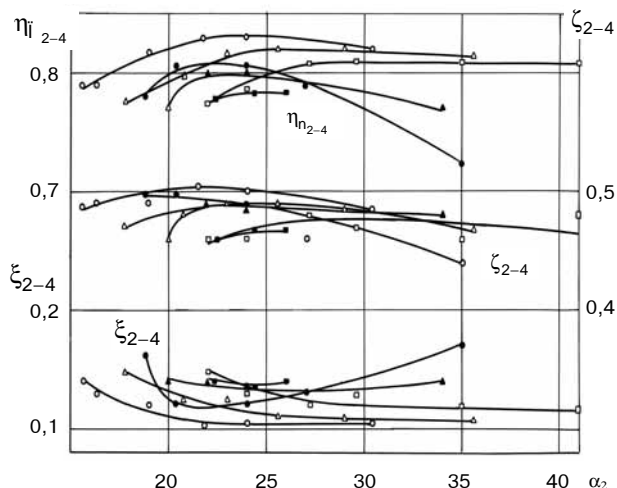


Рис. 3. Характеристики безлопаточных диффузоров ступеней с рабочими колесами различной напорности:

○ — 0,049; △ — 0,045; □ — 0,040; $\psi_T = 0,74$; $\Phi_P = 0,064$;
 ● — 0,041; ▲ — 0,038; ■ — 0,034; $\psi_T = 0,85$; $\Phi_P = 0,064$;
 $M_u = 0,78$

паточном диффузоре и повышением коэффициента восстановления статического давления в ступенях с безлопаточными диффузорами определен оптимум радиальной протяженности диффузора, составляющий значения $\bar{D}_4 = 1,6-1,7$. При этом обеспечивается высокая эффективность характеристик ступеней: коэффициент зоны экономичной работы $K_{\Delta\Phi_P} = 0,46-0,49$; коэффициент ширины зоны устойчивой работы $K_{\Phi_y} = 0,81-0,83$; коэффициент крутизны правой ветки характеристики $K_{\Phi} = 0,64-0,65$.

Расчетные и экспериментальные исследования ступеней компрессора турбонаддува с лопаточными диффузорами показали, что в области работы высоконапорных с $\psi_T = 0,7-0,8$ и высокорасходных с $\Phi_P = 0,08-0,09$ транспортных агрегатов в условиях повышенных чисел Маха ($M_u = 1-1,2$) целесообразно использовать лопаточные диффузоры, позволяющие значительно снизить габарит турбокомпрессора до $D_4 = 1,3-1,4$ и имеющие эффективность в окрестности расчетной точки не ниже безлопаточных диффузоров. При этом эффективная работа на ненаминальных режимах может быть обеспечена рациональным распределением нагрузки по лопаткам диффузора: отсутствие или минимальный пик скорости на входе $l_0 = 0,22-0,25$ задней стороны с последующим безотрывным замедлением и максимальным смещением точки отрыва на передней стороне к выходу, выбором густоты решетки в интервале $l/t = 2-2,3$; увеличением ширины диффузора на выходе до $b_4/b_3 = 1,1-1,3$; ограничением на нерасчетных режимах углов атаки на входе в диффузор значениями $i \leq 7-10^\circ$ для предотвращения

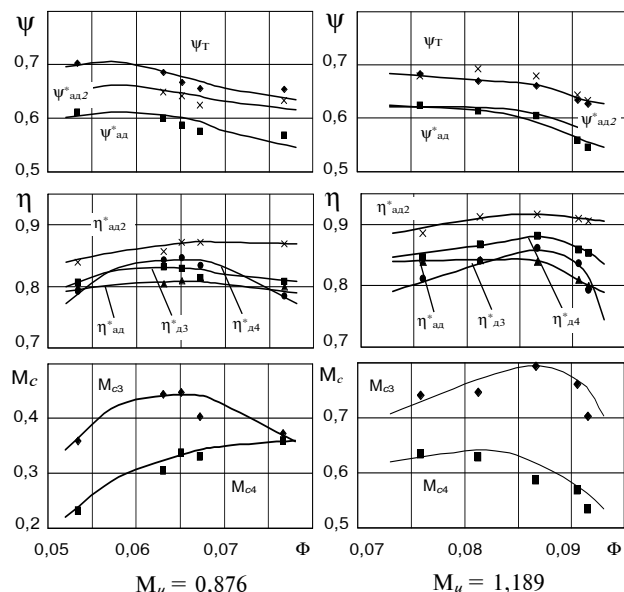


Рис. 4. Характеристики турбокомпрессора наддува дизеля ТК-35В-08 при различных числах Маха

сильных нестационарных возмущений и равномерной подачи воздуха в цилиндры дизеля.

Исследование влияния сжимаемости на характеристики компрессора при работе дизеля в режиме повышенных чисел Маха (рис. 4) в условиях натурного эксперимента в СКБТ показало, что увеличение M_u от 0,9 до 1,2 смещает характеристики в область повышенных значений Φ_P , растут местные числа Маха, становится уже зона рабочих режимов лопаточного диффузора. Однако рациональная форма межлопаточного канала колеса, лопаточного диффузора и оптимизация всей проточной части компрессора позволяют получить высокие показатели эффективности компрессора: достигнуты КПД рабочего колеса $\eta_{PK} = 0,94$ и КПД ступени $\eta_K = 0,84$. Этот факт подтверждает теоретические и модельные результаты. Подтверждаются выводы о преобладающем влиянии на потери в ступени при повышенных числах Маха потерь отрыва и вихреобразования, и необходимости применить мероприятия, снижающие это влияние.

В мировой экспериментальной практике модельные исследования принято выполнять на объектах с диаметрами рабочих колес $D_2 = 350-450$ мм и более из-за значительных погрешностей в измерениях при более низких диаметральных размерах колес (Эккардт, Крейн, Хигашиноми и др.). В этом случае встает вопрос о возможности использования полученных на моделях результатов для малоразмерных ступеней компрессоров для автотракторных дизелей, т. е. необходимо изучить влияние масштабного фактора, оценить нижнюю границу автомодельности по влиянию числа Рейнольдса. Принято считать, что в турбомашинах

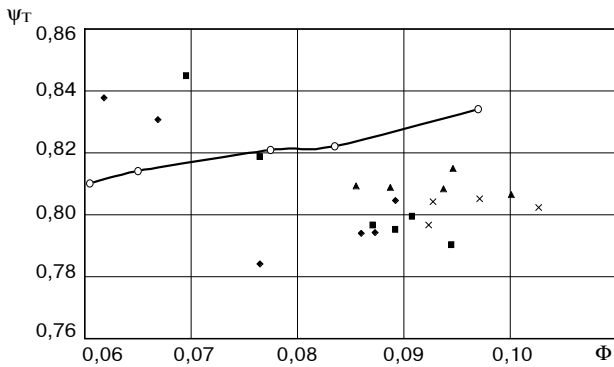


Рис. 5. Характеристики компрессора турбонаддува:

- ◆ — $M_u = 0,767$; ■ — $M_u = 0,921$; ▲ — $M_u = 1,075$;
- × — $M_u = 1,228$ ($D_2 = 230$ мм, $\beta_{л2} = 90^\circ$)
- — $M_u = 0,78$ — модельное рабочее колесо ($D_2 = 442$ мм, $\beta_{л2} = 90^\circ$)

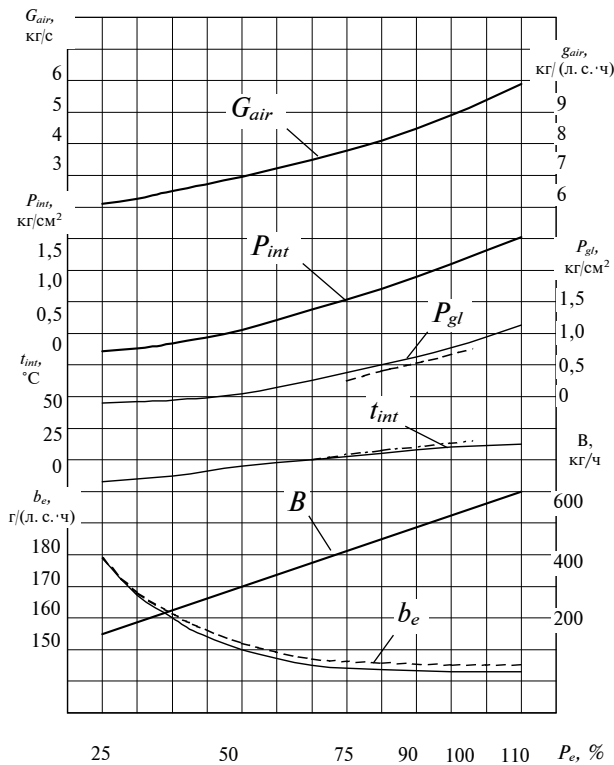


Рис. 6. Сравнительные нагрузочные характеристики дизеля 6PC2-5.1 (6CH40/46) ($P_e = 3500-3850$ л.с., $n_{кв} = 520$ об/мин) с турбокомпрессорами:
 — ТК 35 В-08, СКБД;
 - - - NA-34, фирма MAN

это влияние начинает заметно сказываться при $Re \leq (0,5-1,0) \cdot 10^5$. Сравнительный анализ малоразмерного компрессора с диаметром $D_2 = 230$ мм автотракторного дизеля и модельной ступени с $D_2 = 442$ мм, в частности, данные по изменению коэффициента напора ψ_T в зависимости от коэффициента расхода Φ_R при различных числах M_u (рис. 5), соответствующих большим давлениям наддува P_K , показывает, что обе ступени работают в области автомодельности по числу Re , которые принадлежат диапазону значений $(3-5) \cdot 10^5$. По всей видимости, с увеличением отношения давлений в компрессоре до $\pi = 3,5-4,5$ малоразмерные компрессорные ступени также будут находиться в области автомодельности. Уже сегодня для литых рабочих колес из алюминиевых сплавов устанавливается предельная окружная скорость 580 м/с (титановый сплав Ti-6-2-4-6 β до 700 м/с) [3].

Выполненные научные исследования [2,5] позволили спроектировать турбокомпрессор ТК35В-08 (КПД компрессора 84%), который выпускается СКБТ серийно (рис. 6). Сравнительные испытания в заводских условиях и в условиях эксплуатации за период использования показывают, что данный отечественный турбокомпрессор соответствует лучшим зарубежным аналогам.

Литература

1. Боровиков А.В. О проектировании пространственного вращающегося направляющего аппарата осердиального колеса компрессора турбонаддува дизеля // Судостроение. — 2004. — № 4. — С. 43–45.
2. Боровиков А.В., Симонов А.М. К вопросу о выборе коэффициента расхода осердиального полуоткрытого колеса при проектировании компрессора турбонаддува ДВС // Двигателестроение. — 2004. — № 4. — С. 16–18.
3. Камсти Н. Аэродинамика компрессоров. М.: Мир, 2000. — 628 с.
4. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. — Л.: Машиностроение, 1982. — 271 с.
5. Симонов А.М., Россель В.В., Боровиков А.В., Потанин В.А. Разработка и исследование центробежных компрессорных ступеней с осердиальными колесами // Химическое и нефтяное машиностроение. — 1992. — № 3. — С. 1–2.