

КОНЦЕПЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ

*В.А. Лашко, д.т.н., проф.
Тихоокеанский государственный университет
А.В. Пассар, к.т.н.*

Вычислительный центр Дальневосточного отделения Российской академии наук

Предложены концепции проектирования проточной части турбины комбинированного двигателя, которые отработывались более чем 10 лет. Разработанные концепции показали практическую значимость как в эксплуатации дизельных агрегатов, так и при проектировании турбин турбокомпрессоров комбинированных двигателей.

В настоящее время при проектировании проточной части осевой турбины, работающей в условиях стационарного потока, хорошо отработаны методы расчета лопаток на среднем радиусе [1–5], а также пространственные методы [6–10]. Необходимо отметить, что условия работы турбины в составе импульсной системы газотурбинного наддува комбинированного двигателя имеют специфические особенности. Одна из главных особенностей — нестационарный импульсный поток отработавших газов со стороны поршневой части. Давление и температура в импульсном потоке изменяются в широком диапазоне. Методы для расчета и проектирования турбины в таких условиях до настоящего времени не созданы, поэтому при профилировании межлопаточных каналов соплового аппарата и рабочего колеса турбины используют эмпирические методы.

Для эффективного использования располагаемой энергии газового потока перед турбиной требуются определенные геометрические параметры проточной части, а поскольку мгновенные значения энергии импульса значительно изменяются за время такта выпуска, «направляется» переменная геометрия проточной части. Так появились поворотные лопатки соплового аппарата. Однако время формирования импульса давлений в комбинированных двигателях составляет сотые доли секунды, поэтому такой подход применим только для настройки проточной части на переходных режимах работы двигателя. Для настройки турби-

ны в пределах цикла работы двигателя необходимо искать какой-то компромисс.

Как правило, турбокомпрессор поставляется заводу изготовителю дизельной продукции в готовом виде, с определенным запасом производительности. И инженеры конструкторских бюро, пытаясь подстроить проточную часть турбины под проточную часть поршневой машины, применяют сопловой аппарат с меньшим проходным сечением. В качестве примера такого подхода можно привести результаты работ [11, 12]. В работе [13] авторы, пытаясь настроить турбину, заглушили часть каналов соплового аппарата. Недостатки такого подхода будут показаны ниже.

Впервые концепции проектирования проточных частей турбины турбокомпрессора, работающей в составе импульсной системы наддува комбинированных двигателей, были предложены в работе [18]. Концентрации разработаны на основании обширного экспериментального материала, представленного в монографии профессора А.Э. Симсона [14]. В дальнейшем справедливость предложенных концепций была подтверждена в ряде выполненных работ [15, 16]. В результате их применения были внесены существенные инженерные решения в проточную часть центростремительных турбин серии турбокомпрессоров ТКР-14.

С внедрением более совершенных методов расчета пространственных нестационарных потоков в проточных частях турбин комбинированных двигателей данные концепции могут послужить основой теоретического фундамента проектирования поршневых двигателей с газотурбинным наддувом.

Ниже представлены уже достаточно отработанные концепции, но требующие безусловно их совершенствования.

Влияние соплового аппарата. На основании значительного числа экспериментальных исследований, приведенных в работе [14], можно предложить следующее объяснение влияния проходного сечения соплового аппарата турбины на параметры рабочего процесса комбинированного

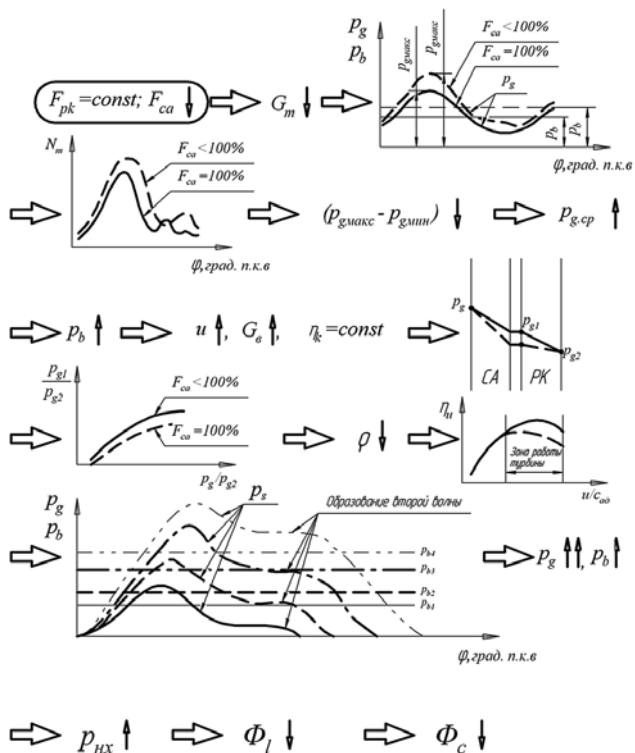


Рис. 1. Влияние уменьшения сечения соплового аппарата на параметры рабочего процесса комбинированного двигателя

двигателя (рис. 1). Анализ работы турбины в составе комбинированного двигателя показывает, что уменьшение сечений соплового аппарата F_{ca} приводит к уменьшению выхода газа из турбины $G_m \downarrow$. Это, очевидно, увеличивает давление в выпускном трубопроводе и приводит к увеличению располагаемого адиабатного теплоперепада на входе в турбину $H_{Т,ад}$ (рис. 1), однако снижает эффективность импульсного наддува вследствие уменьшения относительной величины $(p_{g \min} - p_{g \max})/p_{g \text{ ср}}$ и абсолютной величины $p_{g \max} - p_{g \min}$ амплитуды импульса давления. Уменьшение относительной величины амплитуды импульса давления обусловлено повышением всей кривой давления по отношению к атмосферной линии. Увеличение располагаемого адиабатного теплоперепада на входе в турбину (см. рис. 1) непосредственно сказывается на повышении давления наддува p_b , что также увеличивает окружную скорость турбины и расход воздуха через компрессор G_b . В процессе проведенных исследований адиабатический КПД компрессора $\eta_{ад,к}$ оставался постоянным при уменьшении сечения соплового аппарата турбины.

При уменьшении последнего происходит более значительное снижение перепада давления в сопловом аппарате, чем в рабочем колесе, и, как следствие, уменьшается степень реактивности ρ (см. рис. 1). Если рассмотреть

случай, когда параметры турбины не согласованы с проточной частью двигателя по сопловому аппарату, а ρ значительно превышает оптимальное значение, тогда есть возможность повысить величину КПД турбины η_t . Если степень реактивности близка к оптимальной, тогда уменьшение ρ приводит к снижению КПД на окружности колеса $\eta_{тн}$ (см. рис. 1) и, как следствие, снижается КПД турбины η_t . Для того чтобы обеспечить постоянство КПД турбины η_t , необходимо профилирование рабочего колеса и соплового аппарата. Именно этот случай рассмотрим ниже.

Другой особенностью, связанной с уменьшением сечения соплового аппарата при постоянном сечении рабочего колеса, является видоизменение кривой давления в выпускном трубопроводе с образованием отраженной волны (см. рис. 1). Понижение давления после прохождения максимума ниже среднего значения за цикл является симптомом к образованию отраженной волны.

В результате интенсивность повышения давления в выпускном трубопроводе p_g на порядок

$$F_{pk}, F_{ca} \downarrow \Rightarrow n_{пу} \frac{F_{ca}}{F_{pk}} = const; \rho = const$$

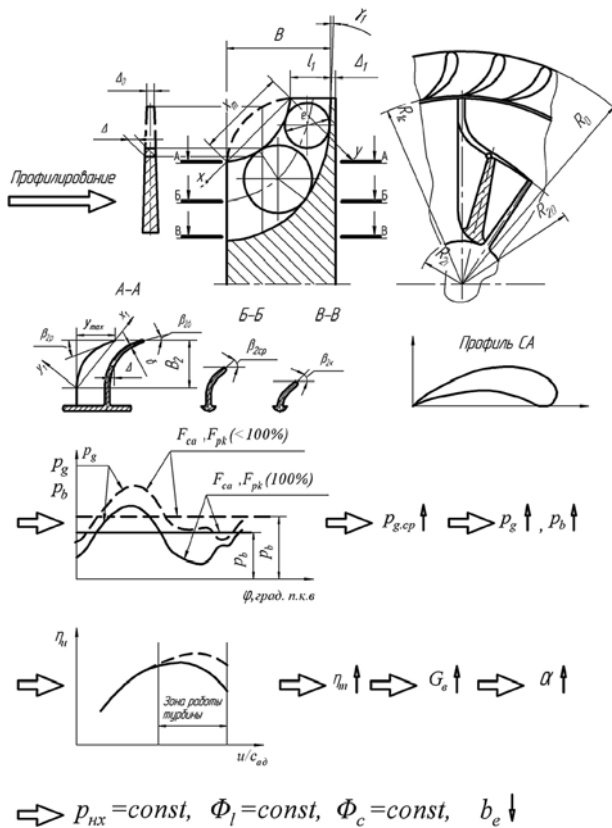


Рис. 2. Влияние уменьшения сечения соплового аппарата и рабочего колеса (с элементами профилирования) на параметры рабочего процесса комбинированного двигателя

превышает интенсивность повышения давления наддува p_b что вызывает ухудшение продувки Φ_l и наполнения цилиндров Φ_c и увеличение насосных потерь $p_{н.х}$ (см. рис. 1).

Таким образом, уменьшение сечений соплового аппарата при постоянном значении сечений лопаточного аппарата колеса турбины не всегда оправдано.

Влияние рабочего колеса. Другой подход по согласованию проточной части турбины и двигателя является более перспективным. Он связан с профилированием лопаток турбины и представлен на рис. 2. Уменьшение сечений соплового аппарата и рабочего колеса происходит одновременно. При этом обеспечивается сохранение отношения F_{ca}/F_{pk} и степени реактивности в оптимальном диапазоне. Это достигается за счет профилирования как соплового аппарата, так и лопаток (см. рис. 2).

При одновременном уменьшении сечений соплового и лопаточного аппаратов среднее дав-

лений в выпускном трубопроводе увеличивается, и образуется тенденция к образованию отраженной волны (см. рис. 2). Это ведет к повышению среднего давления в выпускной системе $p_{g\text{ ср}}$ и повышению располагаемого адиабатного теплоперепада на входе в турбину. В результате наблюдается увеличение расхода воздуха G_b и коэффициента избытка воздуха α . Следует отметить, что степень повышения давлений в выпускном трубопроводе p_g и наддува p_b примерно одинакова, что приводит практически к неизменяемым параметрам: насосных потерь $p_{н.х}$; коэффициента продувки Φ_l ; коэффициента наполнения Φ_c .

Таким образом, в результате профилирования и одновременного уменьшения сечений соплового и лопаточного аппаратов в зоне работы турбины повышается КПД на окружности колеса турбины η_i (см. рис. 2), что способствует повышению КПД турбины η_t и уменьшению удельного эффективного расхода топлива b_e .

На основании вышеизложенного можно сформировать две концепции по взаимодействию нестационарного потока с проточной частью турбины, работающей в составе импульсной системы наддува комбинированного двигателя. Эти концепции были наиболее подробно изложены и систематизированы в работе [18] и представлены на рис. 3.

Первая из двух концепций, как правило, используется в эксплуатации при настройке на двигателе готового турбокомпрессора [11–12]. В этом случае под имеющееся рабочее колесо турбины подбирается сопловой аппарат определенной геометрии таким образом, чтобы обеспечить оптимальное значение степени реактивности. Как правило, турбокомпрессор поставляется заводу-изготовителю дизельной продукции в готовом виде, с определенным запасом по производительности, с возможностью изменения сечения и формы соплового аппарата (регулируемый сопловой аппарат). В этом случае путем подбора определенной геометрии соплового аппарата удастся несколько снизить удельный эффективный расход топлива b_e . Недостатком такого подхода является то, что остается неиспользованным резерв по повышению эффективности рабочего колеса.

Вторая концепция предусматривает одновременно совместное профилирование соплового аппарата и лопаток турбины, что, как правило, используется при проектировании новой турбины турбо-

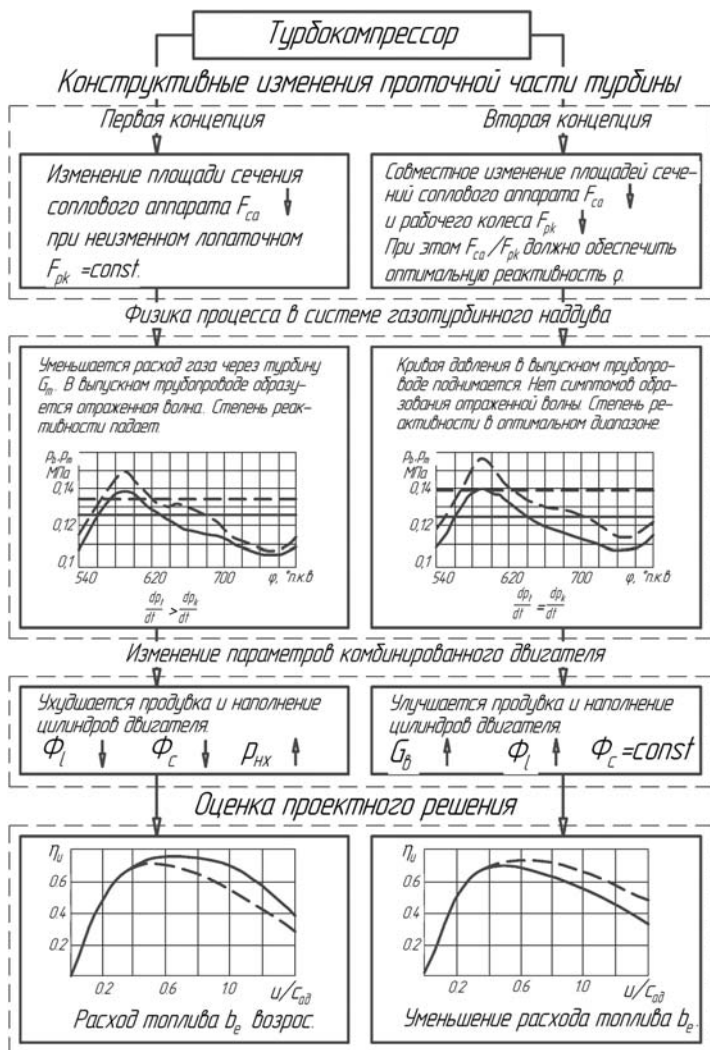


Рис. 3. Концепции сформированные на основании обобщений экспериментальных исследований профессора А.Э. Симсона

компрессора. Необходимо признать, что второе направление, основанное на совместном профилировании элементов проточной части, является наиболее перспективным, так как удается:

- полностью согласовать проточные части двигателя и турбины;
- добиться максимальной эффективности по проточной части двигателя и турбины;
- обеспечить прохождение волны давления через колесо турбину без отражения, без образования второй волны.

Однако обработка технологии проектирования проточной части турбины остается проблематичной, поскольку выбор геометрии должен быть компромиссным, «подстроенным» под нестационарные воздействия со стороны двигателя.

Литература

1. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах / В.Т. Митрохин. — М.: Машиностроение, 1974. — 228 с.
2. Розенберг Г.Ш. Центростремительные турбины судовых установок / Г.Ш. Розенберг. — Л.: Судостроение, 1973. — 216 с.
3. Степанов Г.Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей / Г.Ю. Степанов. — М.: Машгиз, 1958. — 350 с.
4. Стечкин Б.С. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины / Б.С. Стечкин, П.К. Казанджан, Л.П. Алексеев и др. — М.: 1956. — 548 с.
5. Шерстюк А.Н. Радиально-осевые турбины малой мощности / А.Н. Шерстюк, А.Е. Зарянкин. — М.: Машиностроение, 1976. — 208 с.
6. Сироткин Я.А. Расчет осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в радиальных турбомашинах / Я.А. Сироткин // Изв. АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение. — 1963. — № 3. — С. 16–28.
7. Сироткин Я.А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин / Я.А. Сироткин. — М.: Машиностроение, 1972. — 448 с.
8. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г.Ю. Степанов. — М.: Физматгиз, 1962. — 512 с.
9. Дорфман Л.А. Численное решение на ЭЦВМ задач осредненного осесимметричного потока в турбомашинах / Л.А. Дорфман, А.З. Серазетдинов // Энергомашиностроение. — 1969. — № 7. — С. 14–19.
10. Дорфман Л.А. Численные методы в газодинамике турбомашин / Л.А. Дорфман. — Л.: Изд-во Энергия, 1974. — 272 с.
11. Рябовол В.М. Повышенный газотурбинный наддув дизелей семейства ЧН 15/18 / В.М. Рябовол, В.С. Соколов, В.Т. Бордуков, Ю.Т. Еремин, Ю.И. Ивашкин // Труды ЦНИДИ. — 1966. — Вып. 51. — С. 23–39.
12. Скаженик А.М. Повышение экономичности двигателя типа Д-70 на ненормальных режимах путем увеличения давления наддува / А.М. Скаженик, Ф.Г. Гринсберг, В.Ф. Головкин // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков-1978. — Вып. 14. — С. 4–6.
13. Межеричкий А.Д. Повышение экономичности и надежности двигателей «Ланг» / А.Д. Межеричкий и др. — Морской флот. — 1969. — № 9.
14. Симсон А.Э. Газотурбинный наддув дизелей / А.Э. Симсон. — М.: Машиностроение, 1964. — 248 с.
15. Лашко В.А. Комплексный подход к проектированию проточной части турбины импульсной системы наддува поршневых двигателей / В.А. Лашко, А.В. Пассар // Математическое моделирование: Сб. науч. тр. НИИКТ. — Хабаровск, 2000. — С. 119–128.
16. Лашко В.А. Численная реализация комплексного подхода к проектированию проточной части турбины, работающей в составе КДВС / В.А. Лашко, А.В. Пассар // Актуальные проблемы создания и эксплуатации комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Материалы международной научно-технической конференции «Двигатели-2002». — Хабаровск, 2002. — С. 31–34.
17. Лашко В.А. Метод проектирования проточной части радиально-осевой турбины комбинированного двигателя / В.А. Лашко, А.В. Пассар // Двигателестроение. — 2011. — № 3 (245). — С. 13–19.
18. Лашко В.А. Проектирование проточных частей центростремительной турбины комбинированного двигателя внутреннего сгорания / В.А. Лашко. Хабаровск : Изд-во ХГТУ, 2000. — 135 с.