

*Силюта Анатолий Геннадьевич, к.т.н., доцент кафедры «Электропоезда и локомотивы» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»*

*Байсагуров Султан Шахидович, студент Института транспортной техники и систем управления ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»*

*Ашастов Сергей Сергеевич, студент Института транспортной техники и систем управления ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»*

## **УЛУЧШЕНИЕ ПРИСПОСОБЛЯЕМОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ К УСЛОВИЯМ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

**Аннотация:** Большинство серийно выпускаемых машиностроительными холдингами дизельных двигателей автономных локомотивов имеют схему воздухообеспечения с одним турбокомпрессором. Для поддержания показателей работы силовой установки локомотива при изменении условий эксплуатации в установленных нормативными документами границах используются разнообразные защитные устройства и алгоритмические защиты. В статье предлагается изменение схемы воздухообеспечения тепловозного двигателя для улучшения приспособляемости к условиям эксплуатации и рассмотрены основные положения математической модели совместной работы двух турбокомпрессоров.

**Ключевые слова:** транспортный дизель, комбинированный двигатель, математическое моделирование, автономный локомотив.

**Abstract:** Most of the diesel engines of autonomous locomotives mass-produced by machine-building holdings have an air supply scheme with a single turbocharger. To maintain the performance of the locomotive's power plant when operating conditions change within the boundaries established by regulatory documents, various protective devices and algorithmic protections are used. The article

proposes a change in the air supply scheme of a diesel locomotive engine to improve adaptability to operating conditions and considers the main provisions of the mathematical model of the joint operation of two turbochargers.

**Keywords:** transport diesel, combined engine, mathematical modeling, and autonomous locomotive.

## **Введение**

Транспортный двигатель представляет собой сложную техническую систему и имеет значительное количество параметров, характеризующих конкретный эксплуатационный режим. Эксплуатация транспортной силовой установки при значительном изменении условий эксплуатации, например, атмосферных условий, приводит к существенному изменению характеристик двигателя и в ряде случаев отказу узлов и вспомогательных систем дизеля.

Приспособляемость двигателя к условиям эксплуатации может быть улучшена следующими путями [1]:

- увеличением числа управляемых элементов двигателя;
- изменение самой схемы двигателя в зависимости от условий эксплуатации.

На современном этапе развития двигателестроения наибольшее развитие получило первое направление. Реализация второго направления требует существенного пересмотра самой технологии создания, отладки и постановки дизельных двигателей на серийное производство.

На тепловозных дизельных двигателях для поддержания показателей работы в установленных полях допусков при изменении условий эксплуатации применяются различные устройства. Поставленная задача решается, но есть и недостатки. Как правило, эксплуатация тепловозов производится в пределах одной, реже двух, климатических зонах. В этом случае устройства, обеспечивающие защитные функции, могут иметь крайне низкое относительное время работы (для умеренного типа климатического района [2]– менее 1 %), в то время как отказ устройства приводит к повреждению всего двигателя. Например,

неисправность клапана перепуска наддувочного воздуха от компрессора за турбину в глушитель приводит к забросу газов в охладитель наддувочного воздуха и его повреждению.

Другим путем решения проблемы является оперативное изменение характеристик дизель-генераторной установки в зависимости от изменения условий эксплуатации. АО «ВНИИЖТ» и ООО «ППП Дизельавтоматика» реализован на 10 секциях тепловоза серии 2ТЭ116 алгоритм работы силовой установки, тепловозные характеристики которой изменяются в зависимости от атмосферных условий [3; 4]. Это позволило получить экономию дизельного топлива не менее 3,2 % при реальных режимах загрузки силовой установки.

Также заметный эффект может быть достигнут за счет применения двух параллельно работающих турбокомпрессоров вместо одного штатного. В статье рассмотрен математический аппарат, описывающий совместную работу двух турбокомпрессоров в составе тепловозной дизель-генераторной установки.

#### **Объект исследования**

Дизель-генераторная установка V-образного исполнения магистрального автономного локомотива в штатной комплектации (с одним турбокомпрессором) и в опытной комплектации (с двумя параллельно работающими турбокомпрессорами). Во втором случае воздух в компрессорные ступени поступает через фильтры из атмосферы и далее через общий охладитель наддувочного воздуха во впускной коллектор. В турбинные ступени рабочее тело подводится независимо друг от друга и далее через общий глушитель выпускается в атмосферу.

#### **Математическая модель работы силовой установки с двумя турбокомпрессорами**

В качестве исходных данных приняты физические константы, геометрические и конструктивные параметры силовой установки, агрегатов наддува, показатели начального и конечного режимов работы силовой установки, точность расчетов. Характеристики компрессора удобно для расчета представить в виде аналитических зависимостей от частоты вращения ротора

турбокомпрессора и расхода рабочего тела, предложенных в работе [5].

Известны методические подходы к расчету рабочих процессов совместной работы поршневой части дизельного двигателя и агрегатов наддува, рассматривающие как правило схему воздухообмена с одним турбокомпрессором [6; 7; 8; 9; 10; 11]. Достоинством современных расчетных комплексов является блочно-модульная компоновка, позволяющая достаточно просто интегрировать новые структурные элементы и алгоритмы управления в основную схему расчета.

Анализ режимов эксплуатации силовой установки, оборудованной двумя турбокомпрессорами, может быть выполнен с использованием положений математической модели [11] с внесением соответствующих изменений. При составлении математической модели приняты следующие основные допущения:

- в качестве рабочего тела рассматривается идеальный газ, состоящий из смеси воздуха и продуктов сгорания;
- течение рабочего тела по элементам газоздушного тракта квазистационарное и одномерное;
- не учитывается влияние изготовления и качества обработки каналов и трубопроводов газоздушного тракта;
- давление рабочего тела за компрессорами, а, следовательно, и степени повышения давления, и работа сжатия воздуха, равны;

На первом этапе составления математической модели принималось, что геометрические и конструктивные параметры турбокомпрессоров идентичны. Моделирование показателей работы комбинированного двигателя подробно приведено в [3; 11], поэтому отметим принципиально новые блоки и вносимые изменения. В программу расчета вводится два дополнительных блока расчета компрессорной и турбинной ступеней второго турбокомпрессора, идентичные блокам расчета для первого турбокомпрессора, а также математическое описание суммирования потоков воздуха перед охладителем наддувочного воздуха и разделения потоков отработавших газов перед входом в турбинные ступени.

Оценка показателей работы тепловозного дизель-генератора 18-9ДГ при работе по тепловозной характеристике показала, что максимальное отклонение результатов расчета от экспериментальных данных не превышает 5 %. Наибольшие отклонения получены на режимах, составляющих менее 50 % от номинальной мощности.

Однако характеристики агрегатов наддува в реальной эксплуатации не могут быть идентичными. При проектировании турбокомпрессоров закладываются установочные параметры с допусками на изменение характеристик, проверяемые на контрольном режиме при проведении приемосдаточных испытаний турбокомпрессоров.

При изменении параметров в пределах полей допусков при изготовлении или в процессе эксплуатации при естественном ухудшении технического состояния может происходить существенное изменение показателей работы комбинированного двигателя. В связи с этим представляет интерес выбора оптимального соотношения параметров агрегатов наддува при параллельной работе.

Рассмотрим алгоритм выполнения расчета более подробно.

В качестве исходных данных принимаются геометрические и конструктивные параметры силовой установки и агрегатов наддува, принятые ограничения и т.д.

Задаемся относительным соотношением между расходами воздуха через компрессорную ступень первого и второго турбокомпрессоров. Запишем известное уравнение баланса мощности компрессорной и турбинной ступени [12; 13] для  $i$ -того режима для первого и второго турбокомпрессоров соответственно, предварительно умножив на частоту вращения ротора турбокомпрессора левые и правые части уравнений (1) и (2):

$$G_{к1i} \cdot L_{к1i} \cdot \eta_{к1i}^{-1} = G_{т1i} \cdot L_{т1i} \cdot \eta_{т1i}, \quad (1)$$

где:  $G_{к1i}$ - приведенный расход воздуха через компрессорную ступень первого

турбокомпрессора;  $L_{к1i}$ - работа сжатия воздуха в компрессорной ступени первого турбокомпрессора;  $\eta_{к1i}$ - КПД компрессорной ступени первого турбокомпрессора;  $G_{т1i}$ - приведенный расход газа через турбинную ступень первого турбокомпрессора;  $L_{т1i}$ - работа расширения газа в турбинной ступени первого турбокомпрессора;  $\eta_{т1i}$ - КПД турбинной ступени первого турбокомпрессора.

$$G_{к2i} \cdot L_{к2i} \cdot \eta_{к2i}^{-1} = G_{т2i} \cdot L_{т2i} \cdot \eta_{т2i}, \quad (2)$$

где:  $G_{к2i}$ - приведенный расход воздуха через компрессорную ступень второго турбокомпрессора;  $L_{к2i}$ - работа сжатия воздуха в компрессорной ступени второго турбокомпрессора;  $\eta_{к2i}$ - КПД компрессорной ступени второго турбокомпрессора;  $G_{т2i}$ - приведенный расход газа через турбинную ступень второго турбокомпрессора;  $L_{т2i}$ - работа расширения газа в турбинной ступени второго турбокомпрессора;  $\eta_{т2i}$ - КПД турбинной ступени второго турбокомпрессора.

Относительное соотношение между расходами воздуха через компрессорную ступень первого и второго турбокомпрессоров получим, разделив (1) на (2):

$$\overline{G_{кi}} = \overline{G_{ти}} \cdot \overline{L_{ти}} \cdot \overline{\eta_{ти}} \cdot \overline{\eta_{ки}}, \quad (3)$$

где параметры с чертой определяют относительное соотношение параметров второго турбокомпрессора к параметрам первого.

Относительные параметры заданы в первом приближении, далее они будут уточнены при необходимости.

С учетом относительных параметров, полученных ранее, и исходных данных для расчета первого турбокомпрессора задаются исходные данные для расчета второго турбокомпрессора.

Далее производится расчет параметров первого и второго

турбокомпрессора, необходимых для корректировки относительных параметров, проверяется равенство расходов воздуха через компрессорную ступень первого и второго турбокомпрессоров. В случае превышения заданной точности расчета вводится корректировка окружной скорости на выходе из колеса компрессорной ступени и расчет повторяется.

В алгоритме не рассмотрены особенности расчета переходных процессов и показателей работы поршневой части силовой установки, так как эти вопросы подробно освещены в работах [3; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11].

### **Выводы**

1. Предложенный подход к описанию алгоритма параллельной работы двух турбокомпрессоров позволяет оценивать различие в характеристиках и расходах рабочего тела компрессорной, турбинной ступенях турбокомпрессоров и влияние рассогласования режимов работы турбокомпрессоров транспортного двигателя.

2. Изложенные положения могут в равной степени применяться не только к тепловозным, но и иным транспортным комбинированным двигателям с двумя турбокомпрессорами.

### **Библиографический список:**

1. Лашко, В.А. Перспективы развития интеллектуальных поршневых ДВС [Текст] / В.А. Лашко // Ученые заметки ТОГУ. –2014. –Том 5 –№ 1. - с.260-287.

2. ГОСТ 16350-80 Климат СССР. Районирование и статистические параметры климатических факторов для технических целей.

3. Силюта, А.Г. Выбор способа регулирования системы воздухообеспечения тепловозных дизелей [Текст] / А.Г. Силюта // Наука и техника транспорта. – 2018. - №1. – с. 34-39.

4. Асабин, В.В. Повышение эффективности работы силовых установок тепловозов применением системы электронного управления [Текст] / В.В. Асабин, А.Г. Силюта, Е.Е. Коссов // Вестник транспорта Поволжья. – 2018. - №5. – с. 67 – 71.

5. Котляр, И.В. Переходные процессы в газотурбинных установках [Текст]/ И.В. Котляр. - Л.: Машиностроение, 1979. -254 с.
6. Дехович, Д.А. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей [Текст]/ Д.А. Дехович, Г.И. Иванов, М.Г. Круглов [и др.]; под редакцией М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1973. -296 с.
7. Иванченко, Б.И. Машинно-ориентированные методы расчета комбинированных двигателей [Текст]/ Иванченко Б.И. [и др.] - М.: Машиностроение, 1978. -168 с.
8. Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст]/ Орлин А.С. [и др.] под рук. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1983. -375 с.
9. Кулешов, А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02/Кулешов Андрей Сергеевич. –Москва, 2011. –32 с.
10. Мизернюк, Г.Н. Методика расчета рабочего процесса ДВС на ЭВМ [Текст]/ Г.Н. Мизернюк, А.С. Кулешов // Изв. ВУЗов: Машиностроение. –1986. –№ 6.- с.97-101.
11. Коссов, Е.Е. Оптимизация режимов работы тепловозных дизель-генераторов [Текст]/ Е.Е. Коссов, С.И. Сухопаров. -М.: Интекст, 1999. -184 с.
12. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика. Том 1 [Текст]: Учебное руководство. Для втузов/ Г.Н. Абрамович. - М.: Наука, Гл. ред. физ-мат. лит, 1991. -600 с.
13. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика. Том 2 [Текст]: Учебное руководство. Для втузов/ Г.Н. Абрамович. - М.: Наука, Гл. ред. физ-мат. лит, 1991. -304 с.
14. ТУ 3129-058-04601860-2013 Турбокомпрессоры высокого давления типоразмерного ряда ТК35В.