

УДК 621.436.714

*Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, Ю.А. Анимов, канд. техн. наук, С.А. Алёхин, инж.,
А.В. Борисенко, инж., В.Н. Любченко, инж.*

КОЛЬЦЕВОЙ ОХЛАДИТЕЛЬ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ДВУХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА 6ДН 12/2×12

Основным способом форсирования дизелей является увеличение среднего эффективного давления за счет повышения давления наддува. У серийно освоенных высокогородированных дизелей типа 6ДН 12/2×12 среднее эффективное давление достигает 1,3 МПа (литровая мощность $N_{\text{л}} = 54,2 \text{ кВт/л}$), дальнейшее их форсирование начинает ограничиваться теплонапряженностью основных элементов двигателя, т. к. дальнейшее повышение давления наддува воздуха не приводит к увеличению плотности заряда.

Наиболее эффективно уменьшить теплонапряженность ЦПГ и повысить мощность дизеля можно применением промежуточного охлаждения наддувочного воздуха [1,2]. Так, по данным [2], при уменьшении температуры наддувочного воздуха от 458 до 358 К мощность дизеля 6ДН 12/2×12 может быть увеличена на 25% при постоянной температуре газов за турбиной системы турбонаддува. При этом удельный расход топлива уменьшается на 5...7%.

Из-за жестких требований, предъявляемых к удельным массо-габаритным показателям моторно-

трансмиссионного отделения (МТО) отечественных наземных транспортных машин (НТМ), наиболее перспективными для охлаждения наддувочного воздуха являются рекуперативные водовоздушные теплообменники. Разработанные ранее в КП ХКБД охладители наддувочного воздуха (ОНВ) форсированных дизелей 6ДН 12/2×12 имели достаточно высокий термический КПД (0,75...0,8), но относительно небольшой коэффициент использования объема

($K_v = \frac{Q}{V \times \Delta T} = 17 \frac{\text{kBt}}{\text{m}^3 \text{K}}$) и невысокий гидравлический

КПД ($\eta_f = 0,88..0,91$) из-за больших потерь давления воздуха в подводящем и отводящем от ОНВ воздушных трактах, обусловленных компоновочными особенностями МТО. Так, у дизеля 6ДН 12/2×12, форсированного до $N_{\text{л}} = 67,5 \text{ кВт/л}$, с ОНВ, размещенным на блоке двигателя, потери по воздушным коммуникациям достигали 0,03 МПа при давлении воздуха за компрессором 0,34 МПа. Из-за высоких потерь давления не удавалось достичь желаемого увеличения плотности наддувочного воздуха даже при достаточно глубоком его охлаждении.

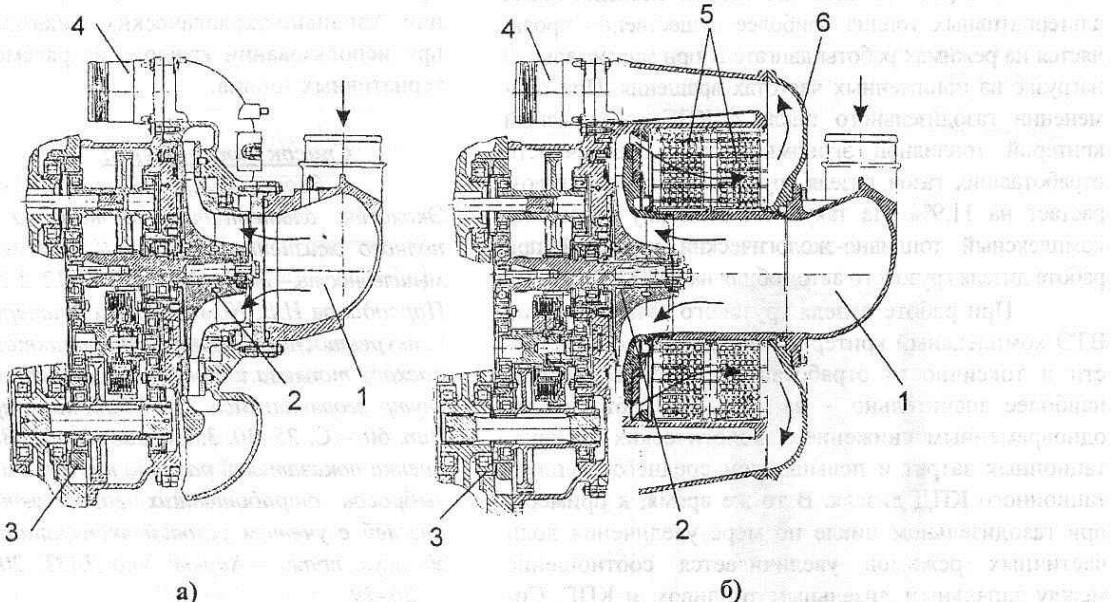


Рис. 1. Компрессор системы наддува дизеля 6ДН 12/2×12: а) штатная конструкция; б) опытная, со встроенным ОНВ
(1 – воздухозаборный патрубок; 2 – рабочее колесо компрессора; 3 – привод рабочего колеса компрессора;
4 – воздухоотводящий патрубок компрессора; 5 – матрица охладителя; 6 – крышка корпуса компрессора)

Для решения проблемы по обеспечению высокой компактности теплообменника при малых потерях давления воздуха в воздухоподводящей и отводящей коммуникациях разработана новая конструкция ОНВ, представляющая собой составную часть компрессора (рис. 1).

Охладитель выполнен в виде двух кольцевых матриц, смонтированных на крышке корпуса компрессора вокруг канала входа воздуха.

Конструкция матрицы приведена на рис. 2. Матрица представляет собой пакет концентрично расположенных оребренных трубок, соединенных сваркой с коллекторами для охлаждающей жидкости. Пакет трубок снаружи и внутри охвачен обечайками, предотвращающими утечку охлаждаемого воздуха мимо ребер трубок по краям матрицы.

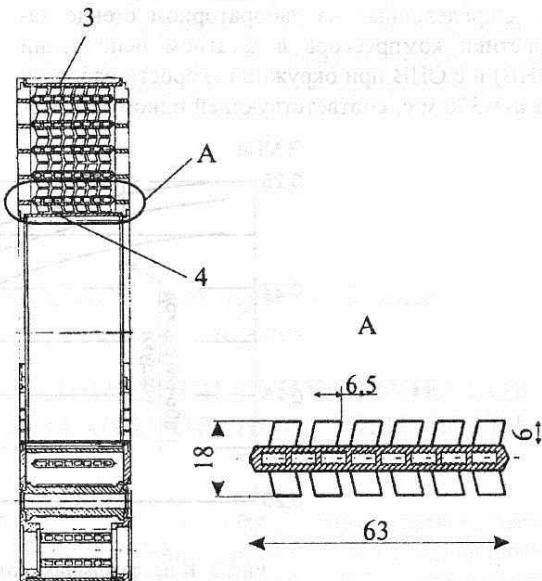
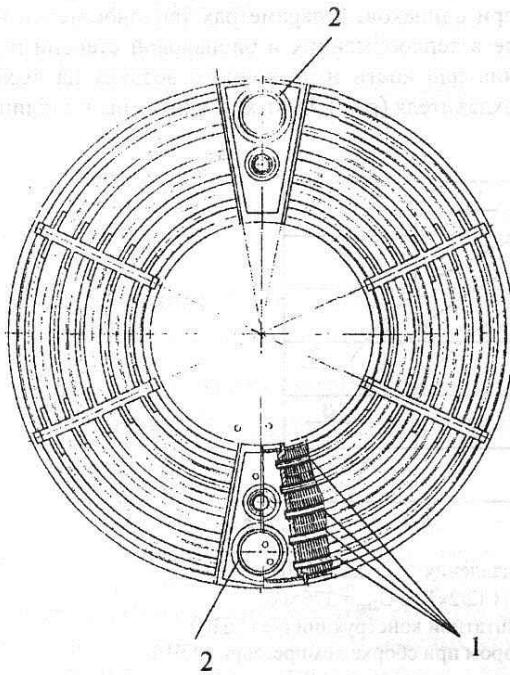


Рис. 2. Конструкция матрицы ОНВ:
1 – оребренная трубка; 2 – водяные коллекторы;
3 – наружная обечайка; 4 – внутренняя обечайка

Таблица 1. Характеристики трубок

Параметр	Плоская труба	Круглая труба
Удельная площадь поверхности со стороны ребер, $\text{м}^2/\text{м}$	0,594	0,151
Удельная площадь поверхности внутренних каналов, $\text{м}^2/\text{м}$	0,216	0,022
Удельная объемная площадь поверхности со стороны ребер, $\text{м}^2/\text{м}^3$	523	750
Удельная объемная площадь поверхности внутренних каналов, $\text{м}^2/\text{м}^3$	190	109

В охладителе применены прессованные из алюминиевого сплава АД0 плоские трубы, на наружной поверхности которых сформированы по 6 рядов ребер длиной 6,5 мм, высотой 6 мм и толщиной 0,25 мм. Шаг оребрения равен 2 мм. Трубы имеют развитую внутреннюю поверхность, образованную 8 параллельными каналами. В таблице 1 приведены основные характеристики плоских трубок и даны характеристики применявшихся ранее круглых трубок с круглыми ребрами (диаметр несущей по-

верхности 10,5 мм, наружный диаметр ребра 16 мм, толщина ребра 0,4 мм, шаг ребер 2 мм, внутренний диаметр трубы 7 мм)

Полости для охлаждающей жидкости матриц соединены между собой так, что образуется теплообменник со схемой течения теплоносителей – перекрестный ток с противотоком.

Для уменьшения потерь давления на участке перехода воздуха из лопаточного диффузора компрессора к матрицам охладителя лопаточный диффу-

зор спроектирован таким образом, что обеспечивает осевой выход воздуха. Скорость воздуха на входе в матрицу 12 м/с.

В крышке корпуса компрессора, на которой крепятся матрицы охладителя, выполнены каналы переменной площади сечения для обеспечения равномерности расхода воздуха через матрицу и плавного поворота воздуха с минимальными потерями в патрубки выхода его из компрессора.

Определенные на лабораторном стенде характеристики компрессора в штатном исполнении (без ОНВ) и с ОНВ при окружной скорости рабочего колеса $u_2 = 376$ м/с, соответствующей одному из ско-

ростных режимов работы дизеля 6ДН 12/2×12, показывают, что при установке ОНВ давление наддува в точке совместной работы с дизелем ($G_{np} = 1,7$ кг/с) уменьшилось всего на 0,005 МПа ($\eta_f = 0,985$), а потери давления по матрицам охладителя не превышают 0,0035 МПа (рис. 3).

Сравнительные данные опытного ОНВ и разработанного ранее ОНВ, примененного в составе дизеля 6ДН 12/2×12, форсированного до $N_d = 67,5$ кВт/л, при одинаковых параметрах теплоносителей на входе в теплообменник и одинаковой степени повышения плотности наддувочного воздуха на выходе из охладителя ($\rho = 1,11$ кг/м³) приведены в таблице 2.

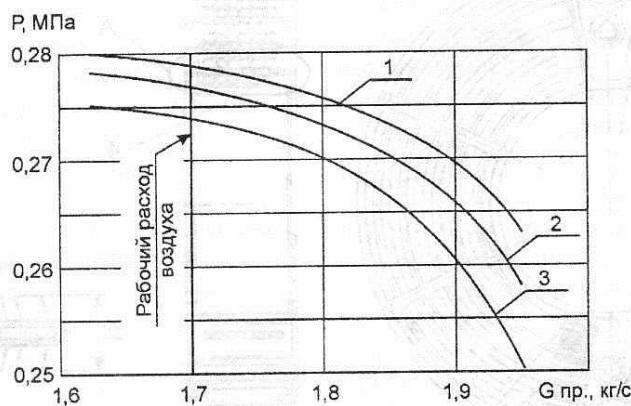


Рис. 3. К исследованию потерь давления воздуха в ОНВ при работе компрессора дизеля 6ДН 12/2×12 с $U_{2np} = 376$ м/с:

- 1 – давление воздуха за компрессором в штатной конструкции (без ОНВ);
- 2 – давление воздуха за лопаточным диффузором при сборке компрессора с ОНВ;
- 3 – давление воздуха на выходе из компрессора с ОНВ

Таблица 2. Сравнительные данные опытного и разработанного ранее ОНВ

Параметр	Охладитель	
	Существующий	Опытный
Площадь поверхности охлаждения, м ²	8,69	4,345
Объем ОНВ, л	63	23
Масса ОНВ, кг	60	17
Приведенное значение коэффициента теплопередачи, Вт/(м ² · К)	224	370
Коэффициент использования объема, кВт/(м ³ · К)	17	40

Анализ данных показывает, что опытный ОНВ при значительно меньшей площади охлаждающей поверхности и объёме имеет более высокие значения коэффициентов теплопередачи и использования объема.

Таким образом, оригинальная конструкция встроенного в компрессор наддува ОНВ имеет следующие преимущества:

- отсутствие сборной улиты в компрессоре и протяженного воздуховода для транспорти-

рования наддувочного воздуха от компрессора к охладителю;

– малая длина каналов от матрицы охладителя до патрубков выхода воздуха из компрессора;

– применение оребренных трубок плоского сечения, образующих прямые каналы для течения воздуха с малыми потерями давления и хорошими характеристиками теплообменной поверхности.

Конструкция ОНВ, совмещенного с компрессором, обладает лучшими, по сравнению с ранее разработанными, удельными массо-габаритными показателями и рекомендуется для дизелей типа 6ДН 12/2×12, применяемых в объектах различного назначения [3, 4]. Предложенное конструктивное решение может быть с успехом применено и на дизелях других типов.

Список литературы:

1. Турбонаадув высокогооборотных дизелей / А.Э. Симсон, В.Н. Каминский, Ю.Б. Моргулис, Г.М. Поветкин, А.Б. Азбель, В.А. Кочетов. – М.: Машино-

строение. – 1976. – 288 с. 2. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Учебное пособие. – Часть 2. – Харьков: ХППУ, 1996. – 388 с. 3. Рязанцев Н.К., Краюшин И.А., Грицюк А.В. Конверсионные и малолитражные двигатели для народного хозяйства // Двигателестроение. – 2001. – №3. – С. 3–4. 4. Рязанцев Н.К., Алексин С.А., Бородин Ю.С., Дубровский В.З., Фальков В.И. Конверсия специальных дизелей применительно к потребностям промышленности Украины // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. трудов. – Харьков, 1996.

УДК 621.432

**Ю.С. Бородин, канд. техн. наук, А.Н. Дороженко, инж., А.И. Крыжний, инж.,
С.В. Пилипенко, канд. техн. наук, В.М. Шатохин, канд. техн. наук**

О МОДЕЛИРОВАНИИ НЕЛИНЕЙНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИЛОВОЙ ЦЕПИ ДВУХВАЛЬНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ ЗТД

Увеличение мощности и быстроходности современных установок с ДВС неизбежно ведет к повышению динамических нагрузок, когда все в большей степени проявляются упругие свойства их деталей и узлов. Анализ и устранение опасных крутильных колебаний требуют при построении моделей, с одной стороны, учета технологических нелинейностей, а с другой – введения упругих муфт и демпфирующих устройств, характеристики которых чаще всего также являются нелинейными. Указанные факторы порождают смещение резонансов, деформирование резонансных кривых, многозначность колебаний, что существенно осложняет решение задач анализа и тем более синтеза для многомассовых моделей машинных агрегатов с ДВС. Среди большого количества литературы, посвященной проблемам нелинейных колебаний, имеется сравнительно небольшое число работ, ориентированных на исследование нелинейных колебаний в моделях машинных агрегатов с ДВС и учитывающих их специфику [1...4].

Учет именно этих обстоятельств потребовался при разработке достоверной динамической модели дизеля ЗТД, созданного на базе шестицилиндрового двигателя БТД, необходимой для его доводки. Уменьшение числа цилиндров существенно изменило спектральные свойства исходной модели так, что частоты свободных колебаний, формируемые нелинейной муфтой между коленчатыми валами, значительно возросли и оказались в зоне резонансов главной гармоники двигателя на эксплуатационных оборотах, что привело к ухудшению динамических качеств двигателя.

В статье изложен метод расчета периодических колебаний широкого класса нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС, использующий метод гармонической линеаризации для интегральных уравнений движения, записанных с помощью импульсно-частотных характеристик (ИЧХ). Главное достоинство такого подхода в том, что число уравнений движения равно числу нелинейностей и трудоемкость решения задачи практически не зависит от числа степеней свободы модели. Разработана достоверная динамическая модель двигателя ЗТД, учитывающая нелинейный характер упругой муфты между коленчатыми валами и нелинейный момент трения в демпфере. Представлены результаты расчетных и экспериментальных исследований, подтверждающие достоверность построенной модели, как по частотным диапазонам резонансных колебаний, так и по их уровню.

1. Метод гармонической линеаризации для уравнений движения в интегральной форме

В динамике машин широко распространен метод гармонической линеаризации, позволяющий определять решения с приемлемой для практики точностью в случае моногармонического возбуждения, если только система обладает резонансными или фильтрующими свойствами [5,6]. На установившихся режимах для рассматриваемых систем наибольшую опасность как раз и представляют резонансные и околосрезонансные режимы работы. Применение метода для рассматриваемых моделей в большинстве случаев требует решения систем урав-