

невному шару поршня з теплоізолюючим покриттям / А.П. Марченко, В.О. Пильов, В.В. Шпаковський [та ін.] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С. 65-71. 5. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / [Ф.И.Абрамчук, А.П.Марченко, Н.Ф.Разлейцев и др.]; под общ. ред. А.Ф.Шеховцова. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 6. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Кавтарадзе Р.З. – М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э.Баумана, 2001. – 592 с. 7. Куколев М.И. Определение температурного поля стенки при периодическом тепловом воздействии / Куколев М.И., Петриченко М.Р. // Сб. научн. тр. Междунар. конф. „Двигатель-2007”. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. – С. 71-75. 8. Никитенко Н.И. Сопряженные и обратные задачи теплоассоциации / Ники-

тенко Н.И. – Киев: Наукова думка, 1988. – 240 с. 9. Grot K. Beitrag zur Brennraumisolierung bei Viertakt Dieselmotoren / Grot K., Thiemann W. // Motortechnische Zeitschrift. – 1983. – P. 287-298. 10. Процеси в перспективних дизелях / [А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др.]; под ред. Шеховцова А.Ф. – Харків: Основа, 1992. – 352 с. 11. Марочник сталей и сплавов / [В.Г.Сорокин, А.В.Волосникова, С.А.Вяткин и др.]; под общ. ред. В.Г.Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с. 12. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкції форсованих ДВЗ наземних транспортних машин / А.П. Марченко, Н.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченка, А.Ф. Шеховцова. – Харків, Прапор, 2004. – 384 с.

УДК 621.431

**Ю.Л. Мошенцев, канд. техн. наук, Д.С. Минчев, асп., А.Ф. Вуль, инж.**

## **ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНОВ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА, ИНТЕГРИРОВАННОГО В СИСТЕМУ НАДДУВА БЕСШАТУННОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

### **Постановка проблемы**

Известно, что дальнейшее совершенствование системы наддува транспортных дизельных двигателей является одним из основных резервов повышения их экономических и экологических параметров.

В дизельном двигателе с бесшатунным силовым механизмом VME – B404 (4ЧН8,5/8,8;  $N_e = 95$  кВт,  $n = 4000$  мин<sup>-1</sup>), разработанном в «КБ Вуля», конструктивно просто организовать в подпоршневом пространстве цилиндров приводной поршневой компрессор (ППК). Для этого пространство под поршнем отделяется при помощи диафрагмы, содержащей сальниковое уплотнение штока поршня и клапаны, необходимые для работы компрессора. ППК может быть интегрирован в систему наддува двигателя последовательно либо параллельно турбокомпрессору (ТК). Таким образом, с помощью ППК возможно организовать систему комбинированного наддува, позволяющую избавиться от основных недостатков свободного газотурбинного наддува и получить более выгодную внешнюю скоростную характеристику транспортного двигателя [1, 2].

Проведенные исследования показывают, что наиболее целесообразно интегрировать ППК последовательно ТК в качестве второй ступени наддува.

При этом положительный эффект от использования ППК может быть получен только при оптимальном согласовании параметров ППК и двигателя, гибком регулировании приводного компрессора и обеспечении его высокой эффективности.

Так как ППК работает в условиях переменной частоты вращения и степени повышения давления воздуха  $\pi_{\text{ппк}}$ , то целесообразно использование самодействующих клапанов. Проведенный анализ различных типов самодействующих клапанов показал, что наиболее полно условиям простоты конструкции, надёжности и высокого значения коэффициента использования площади клапана соответствуют самодействующие сферические клапаны тарельчатого типа (ССТК) [3]. Известно, что эффективность поршневого компрессора в значительной мере зависит от величины газодинамических потерь на клапанах [4]. Особенно сильно эта зависимость проявляется при низких  $\pi_{\text{ппк}} < 1,3$ , свойственных ППК. Поэтому проблема поиска наилучшего сочетания физических и геометрических параметров клапанов является актуальной. Отметим, что при её решении необходимо выполнить условие взаимозаменяемости всасывающих и нагнетательных клапанов.

### **Обзор публикаций**

Комбинированный наддув нашёл весьма огра-

ническое применение на 4-х тактных ДВС. Так, дизельные двигатели семейства Volvo D6, используемые на грузовых автомобилях и яхтах, оборудованы системой наддува, в которой последовательно включены приводной роторно-лопастной компрессор фирмы Ogura и турбокомпрессор. При этом приводной нагнетатель используется в качестве первой ступени [1]. Система наддува бензинового автомобильного двигателя VW 1,4 TSI имеет аналогичную архитектуру и построена на основе турбокомпрессора фирмы Garrett с обводным регулированием и механического компрессора роторно-лопастного типа фирмы Eaton [2]. В обоих случаях положительный эффект от использования комбинированного наддува достигается благодаря гибкому регулированию приводного компрессора с возможностью разобщения механической связи компрессора и вала двигателя.

Невыясненными остаются вопросы возможности использования в качестве одной из ступеней комбинированного наддува ППК, оборудованного ССТК, и выбора наиболее рациональных параметров ССТК при использовании приводного компрессора в широком диапазоне частот вращения и при низком значении ( $900 < n < 1800 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\pi_{\text{ппк}} < 1,3$ ).

#### Цель работы

Выбор набора физических и геометрических параметров ССТК приводного поршневого компрессора, которые обеспечивают максимальную эффективность двигателя с системой комбинированного наддува и высокую надёжность клапанов. ППК интегрирован в систему наддува в качестве второй ступени последовательно турбокомпрессору.

#### Изложение основного материала

Для достижения поставленной цели рационально максимально широко использовать аналитические методы и методики. В качестве основного аналитического инструмента использовалась математическая модель рабочего цикла двигателя с бесшатунным силовым механизмом и интегрированным поршневым компрессором, разработанная на кафедре ДВС НУК. Модель выполнена в дифференциальной форме на основе квазистационарного подхода. Влияние физических и геометрических параметров ССТК на работу ППК и двигателя учитывается на основе моделирования кинематики тарелки самодействующих клапанов.

Особенности работы ППК в составе системы комбинированного наддува во многом определяют значение искомых параметров ССТК. На рис. 1 приведена внешняя скоростная характеристика двигателя VME – B404 с выделением диапазона режимов, в котором используется ППК. В этом диапазоне турбокомпрессор вследствие особенностей согласования характеристик лопаточных машин и поршневой части двигателя не в состоянии обеспечить требуемое давление наддува. Поэтому наблюдается резкий провал крутящего момента двигателя на режимах  $n < 1500 \text{ об/мин}$ . Использование приводного компрессора в указанной области позволяет значительно повысить цикловую дозу воздуха, поступающую в цилиндр двигателя, а, следовательно, и его мощность. При этом формируется более благоприятная для транспортного двигателя внешняя скоростная характеристика, характеризующаяся более высоким значением коэффициентов приспособляемости по скорости и моменту. На прочих режимах работы двигателя использование ППК нецелесообразно, так как приводной компрессор потребляет мощность от двигателя, в то время как требуемое давление наддувочного воздуха обеспечивается турбокомпрессором. На этих режимах производится отключение ППК путём перекрытия всасывания.

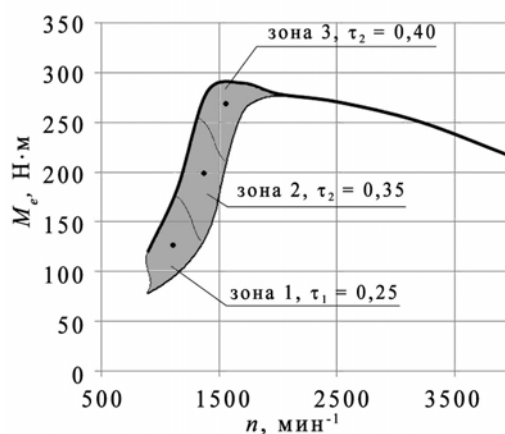


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика двигателя VME – B404, с выделенным диапазоном режимов использования ППК (серая заливка) и его разбивкой на зоны

На основании данных [5, 6] поле режимов работы двигателя с использованием ППК было разбито на 3 зоны, каждой из которых поставлено в соответ-

стии относительное время работы двигателя в этой зоне. Внутри каждой зоны выделен репрезентативный режим:

$$M_e = 125 \text{ Н}\cdot\text{м}, n = 1000 \text{ мин}^{-1}, \pi_{\text{ппк}} = 1,25;$$

$$M_e = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}, n = 1300 \text{ мин}^{-1}, \pi_{\text{ппк}} = 1,175;$$

$$M_e = 280 \text{ Н}\cdot\text{м}, n = 1600 \text{ мин}^{-1}, \pi_{\text{ппк}} = 1,165.$$

Требуемое значение  $\Pi_{\text{ППК}}$  на каждом режиме достигается путём регулирования поршневого компрессора дроссельным перепуском.

К основным варьируемым параметрам ССТК, конструкция которых представлена на рис. 2, относятся: диаметр седла  $d_c$ , количество всасывающих и нагнетательных клапанов  $n_{\text{вс}}$ ,  $n_{\text{наг}}$ , высота подъёма тарелки клапана  $h_{\text{кл}}$ , диаметр тарелки клапана  $D$ , масса поступательно движущихся частей клапана  $m_{\text{т}}$ , жёсткость пружины  $C_{\text{пр}}$ , величина статического сжатия пружины  $x_0$ .

Из условия обеспечения максимального проходного сечения клапанов были выбраны:  $d_c = 16 \text{ мм}$ ,  $n_{\text{вс}} = n_{\text{наг}} = 3$ . По конструктивным соображениям определено значение  $D = 20 \text{ мм}$ . Величина  $x_0$  из условия надёжной фиксации тарелки подбиралась для каждого значения  $C_{\text{пр}}$  так, чтобы усилие открытия клапана составляло 0,5 Н.

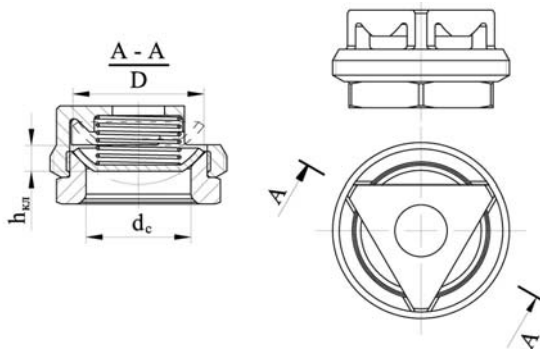


Рис. 2. Конструкция и основные геометрические параметры ССТК, спроектированных для приводного поршневого компрессора двигателя ВМЕ – В404

Таким образом, дальнейший поиск наиболее рациональных параметров клапанов проводился для 3-х факторов:  $m_{\text{т}}$ ,  $h_{\text{кл}}$ ,  $C_{\text{пр}}$ .

При определении основного уровня факторов и интервалов их варьирования учитывался ряд ограничений. Так, максимальная высота подъёма клапанных тарелок ограничена пропускной способностью седла клапана; минимальная масса тарелки клапана и жёсткость пружины ограничены технологическими возможностями и прочностью указанных элементов.

При изготовлении тарелки из стали 30Х13, а пружины из бронзовой проволоки окончательно получено:

$$h_{\text{кл.о.у.}} = 4,25 \text{ мм}, \Delta h_{\text{кл}} = 1 \text{ мм};$$

$$m_{\text{т.о.у.}} = 2,1 \text{ г}, \Delta m_{\text{т}} = 1 \text{ г};$$

$$C_{\text{пр.о.у.}} = 300 \text{ Н/м}, \Delta C_{\text{пр}} = 200 \text{ Н/м}.$$

Так как ППК работает в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов двигателя, то целесообразно в качестве целевой функции использовать комплексные критерии [5, 7]. В данной работе использованы две целевые функции: удельный среднеэксплуатационный расход топлива  $g_{e,\text{ср.э}}$  и приведенная среднеэксплуатационная эффективность поршневого компрессора  $\eta_{\text{епк.ср.э}}$ . Параметр  $\eta_{\text{епк.ср.э}}$  определяется как произведение механического и отнесённого к расходу воздуха через двигатель адиабатного КПД поршневого компрессора. При регулировании дроссельным перепуском расход воздуха через двигатель выше, чем через компрессор. Таким образом,  $\eta_{\text{епк.ср.э}}$  позволяет учесть негативное влияние перепуска.

$$g_{e,\text{ср.э}} = \frac{N_{e1}g_{e1}\tau_1 + N_{e2}g_{e2}\tau_2 + N_{e3}g_{e3}\tau_3}{N_{e1}\tau_1 + N_{e2}\tau_2 + N_{e3}\tau_3},$$

$$\eta_{\text{епк.ср.э}} = \eta_{\text{епк}1}\tau_1 + \eta_{\text{епк}2}\tau_2 + \eta_{\text{епк}3}\tau_3,$$

$$\eta_{\text{епк}i} = \frac{G_{\text{д}}}{N_{e\text{ППК}}} \frac{k}{k-1} RT_{\text{вс}} \left( \pi_{\text{ппк}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

где  $N_{ei}$  – эффективная мощность двигателя на  $i$ -м режиме,  $g_{ei}$  – удельный эффективный расход топлива на  $i$ -м режиме,  $\tau_i$  – относительное время работы двигателя на  $i$ -м режиме;  $\eta_{\text{епк}i}$  – приведенная эффективность ППК на  $i$ -м режиме;  $G_{\text{д}}$  – расход воздуха через двигатель,  $T_{\text{вс}}$  – температура на всасывании в ППК,  $N_{e\text{ППК}}$  – мощность, потребляемая ППК.

Отметим, что термин «среднеэксплуатационный» в данном случае относится к диапазону режимов работы двигателя с использованием ППК. Целевая функция  $g_{e,\text{ср.э}} = f(C_{\text{пр}}, m_{\text{т}}, h_{\text{кл}})$  позволяет оценить влияние исследуемых факторов на эффективность двигателя, в то время как функция  $\eta_{\text{епк.ср.э}} = f(C_{\text{пр}}, m_{\text{т}}, h_{\text{кл}})$  отображает их влияние на эффективность поршневого компрессора.

В соответствии с [8] была составлена план-матрица численного эксперимента, включающая в себя 27 вариантов сочетаний факторов. Для каждого варианта производилось численное моделирование 3-х репрезентативных режимов работы, выделенных на рис. 1, и определялось значение целевых функций оптимизации.

Для аппроксимации полученных значений целевой функции использовалось уравнение регрессии, учитывающее взаимное влияние факторов и представляющее собой полином 2-й степени:

$$f(\alpha, \beta, \gamma) = a_0 + a_{11}\alpha + a_{12}\beta + a_{13}\gamma + a_{21}\alpha\beta + a_{22}\beta\gamma + a_{23}\alpha\gamma + a_{31}\alpha^2 + a_{32}\beta^2 + a_{33}\gamma^2,$$

где  $a_i$  – коэффициенты уравнения регрессии;  $\alpha, \beta, \gamma$  – факторы.

На рис. 3 приведено сечение уравнений регрессии плоскостью  $C_{пр} = 100$  Н/м (с увеличением жёсткости пружины значение целевых функций изменяется в неблагоприятную сторону). На графиках представлены изолинии исследуемых целевых функций, изолинии скоростей посадки тарелки всасывающего клапана на упор  $V_{вс.у}$  (для 3-го репрезентативного режима) и ограничительная линия (пунктир). Ограничительная линия отделяет неблагоприятное сочетание факторов, при котором либо наблюдается интенсивное колебательное движение тарелки клапана с многократной её посадкой на седло и упор, либо поршневой приводной компрессор не обеспечивает требуемого значения  $\pi_{ппк}$ .

Анализ графиков, приведенных на рис. 3, позволяет в первом приближении выбрать такие значения факторов:  $m_{т.о} = 1,5$  г,  $h_{кл.о} = 5,25$  мм,  $C_{пр.о} = 100$  Н/м. При данных параметрах целевые функции принимают максимальные значения в исследуемом диапазоне варьирования факторов:  $g_{е.ср.э} = 214,1$  г/(кВт·ч),  $\eta_{еппк.ср.э} = 67,5$  %. Отметим, что в исследуемой области влияние высоты подъёма тарелки клапана на значение целевых функций более существенно, чем влияние массы тарелки. На основании обширных данных, полученных в результате моделирования, включающих в себя индикаторные диаграммы цикла ППК и диаграммы динамики ССТК, полученные результаты объясняются следующим образом. Мягкая пружина ( $C_{пр} = 100$  Н/м) обеспечивает наибольшее значение целевых функций, главным образом, по причине исключения колебательного движения тарелки клапанов на режимах  $M_e = 125$  Н·м,  $n = 1000$  мин<sup>-1</sup> и  $M_e = 200$  Н·м,  $n = 1300$  мин<sup>-1</sup>; практически для любого значения  $m_t$ . При этом для режима  $M_e = 280$  Н·м,  $n = 1600$  мин<sup>-1</sup> такая пружина излишне мягкая, что видно по индикаторным диаграммам ППК. Максимальная среднеэксплуатационная эффективность ППК достигается при минимальном значении  $m_t$ , так как фазы открытия и закрытия клапанов с уменьшением массы поступательно движущихся частей сме-

щаются в благоприятную сторону. Развитию колебаний тарелки при этом препятствует мягкая пружина. Рост  $\eta_{еппк.ср.э}$  с увеличением  $h_{кл}$  объясняется уменьшением газодинамического сопротивления клапанов по причине увеличения их максимального проходного сечения.

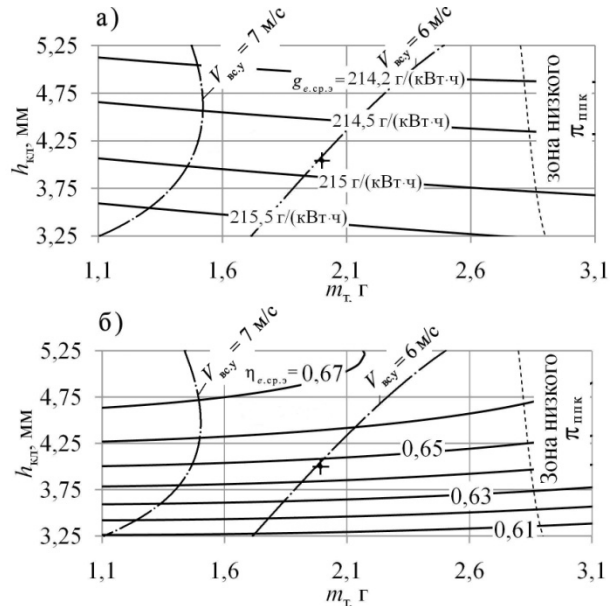


Рис. 3. Сечение уравнений регрессии плоскостью  $C_{пр} = 100$  Н·м  
 а) -  $g_{е.ср.э} = f(C_{пр}, m_t, h_{кл})$ ;  
 б) -  $\eta_{еппк.ср.э} = f(C_{пр}, m_t, h_{кл})$

Полученные в первом приближении значения  $m_{т.о}$ ,  $h_{кл.о}$ ,  $C_{пр.о}$  были скорректированы с целью повышения ресурса и надёжности ССТК. Так, масса  $m_t$  была увеличена с 1,5 г до 2,0 г, ход клапана  $h_{кл}$  уменьшен с 5,25 мм до 4 мм. Такое изменение параметров позволило повысить надёжность ССТК по двум причинам. Во-первых, уменьшается скорость посадки тарелки на седло и упор, а во-вторых, гарантированно исключается перекося тарелки при работе клапанов. При этом среднеэксплуатационный расход топлива увеличился на 0,8 г/(кВт·ч) и составил  $g_{е.ср.э} = 214,9$  г/(кВт·ч), среднеэксплуатационная эффективность ППК уменьшилась на 2,7 % и составила  $\eta_{еппк.ср.э} = 64,8$  %.

Окончательно в ходе проделанной работы получены следующие значения основных геометрических и физических параметров ССТК поршневого компрессора:  $d_c = 16$  мм,  $n_{вс} = 3$ ,  $n_{наг} = 3$ ,  $h_{кл} = 4$  мм,  $D = 20$  мм,  $m_t = 2$  г,  $C_{пр} = 100$  Н/м,  $x_0 = 4,5$  мм.

На основании результатов аналитического поиска рациональных параметров ССТК в «КБ Вуля»

были изготовлены самодействующие клапаны с предложенными параметрами. Для проверки адекватности результатов расчёта проведено экспериментальное исследование ППК с опытными клапанами. Эксперимент заключался в испытании ППК путём прокручивания вала двигателя от электродвигателя. В исследуемом диапазоне оборотов  $900 < n < 1900$  и  $1,1 < \pi_{\text{ппк}} < 1,3$ , значение которого регулировалось путём дроссельного перепуска со всасывания на нагнетание, определялась мощность, потребляемая компрессором, температура и давление воздуха на всасывании и нагнетании и его расход. Получено хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных по эффективности поршневого компрессора со спроектированными ССТК.

#### Выводы

Параметры самодействующих клапанов поршневого компрессора, интегрированного в систему наддува двигателя с бесшатунным силовым механизмом, оказывают существенное влияние на экономические параметры двигателя. Поиск рациональных физических и геометрических параметров ССТК, выполненный в соответствии с теорией планирования эксперимента на основе регрессионного анализа, производился с учётом особенностей работы ППК в

составе системы наддува. Полученный набор рациональных значений параметров ССТК был определён из условия обеспечения наиболее экономичной работы двигателя в диапазоне режимов использования ППК в качестве второй ступени наддува при обеспечении максимальной надёжности клапанов.

#### Список литературы:

1. Г.Хак. Турбодвигатели и компрессоры: Справочное пособие/ Г.Хак - М.: ООО «Издательство Астрель», 2003. - 351 с.
2. Н. Hiereth. Charging the Internal Combustion Engine. Powertrain/ Н. Hiereth, P. Prenzinger - SpringerWien-NewYork, 2007 – 268p.
3. Борисоглебский А.И. Судовые компрессорные машины и установки / А.И. Борисоглебский, Р. В. Кузьмин. – Л.: Судостроение, 1971 – 254 с.
4. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования/ М. И. Френкель. – М.: Машиностроение, 1969 – 744 с.
5. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. – (Монография).
6. Л.В. Грехов. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. Учебник для вузов/Л.В. Грехов. Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион-Автодата, 2004 – 344 с.
7. Н.К. Шокотов. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей/ Н.К. Шокотов. – Х.: Вища школа, 1980. – 120 с.
8. Ю.П. Адлер. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий/ Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский – М.: «Наука», 1976 – 278 с.

УДК 621.436

С.И. Тырловой, канд. техн. наук

## АМПЛИТУДНО-ФАЗОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРОВ ВЫСОКООБОРОТНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

#### Введение

Распределительные топливные насосы высокого давления (ТНВД), оснащенные в большинстве случаев центробежными регуляторами частоты вращения, используются для высокооборотных автомобильных дизелей, для которых свойственны неустановившиеся режимы при высоких знакопеременных угловых ускорениях коленчатого вала. В эксплуатации возникают отклонения конструктивных параметров как ТНВД, так и регулятора, от заданных [1,2], кроме того, может быть использовано топливо с вязкостью, отличной от нормируемой (например, биотопливо). Это изменяет характеристики системы автоматического регулирования частоты вращения

(САРЧ), и часто приводит к возникновению неустойчивых переходных процессов автомобильного дизеля даже при движении автомобиля по относительно ровному участку асфальтированной дороги [3], что снижает эффективность эксплуатации транспортного средства или делает ее невозможной. Поэтому разработка мероприятий по должной настройке САРЧ высокооборотного автомобильного дизеля в различных случаях эксплуатации является весьма актуальной.

#### Формулирование проблемы

Проблеме неустановившихся режимов дизелей посвящено множество работ, например, [3-6], однако в доступной литературе отсутствуют исследования