

### ЗАВИСИМОСТЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ И ТУРБОКОМПРЕССОРА ОТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ЗА ТУРБИНОЙ

В лесной промышленности, как и во многих отраслях народного хозяйства, в качестве силового привода широкое применение находят комбинированные двигатели и их доля в общем энергобалансе постоянно возрастает. Современные двигатели, представляющие сочетание поршневой и лопаточных машин, характеризуются более полным использованием воздушного заряда, резервов теплонпряженности и прочности, точно организованным процессом смесеобразования, становятся более чувствительными к изменению сопротивлений на впуске и выпуске.

Расширение применения двигателей в народном хозяйстве делает проблему загрязнения воздуха этими двигателями более острой и актуальной, заставляет уделять все больше внимания обезвреживанию выпускных газов.

Введение законодательных ограничений количества выброса токсичных веществ в атмосферу и последующее ужесточение этих норм может потребовать применения дополнительных устройств для нейтрализации выпускных газов. Кроме того, тепло газов часто используется для обогрева, эжекции и других целей. Эти системы, повышая давление за турбиной, влияют на эффективные показатели двигателя и турбокомпрессора (ТРК). Характер и степень влияния сопротивлений зависят от конструктивных особенностей двигателей, режимов работы,

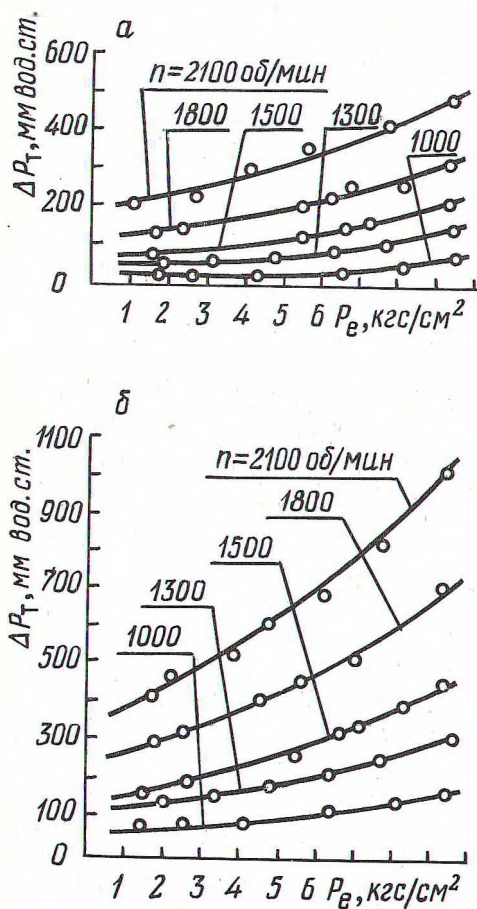


Рис. 1. Характер изменения противодавлений выпускного тракта за турбиной для двух вариантов: а — минимальные сопротивления; б — повышенные сопротивления.

Рассматриваемому вопросу посвящен ряд работ [1–4]. Однако проведенные исследования не охватывают всех типов двигателей, нет также единого способа учета влияния сопротивлений на изменение показателей двигателя и ТРК. Кроме того, приводимые в технической литературе материалы относятся к номинальным режимам и позволяют оценить только возможный характер изменения параметров в подобных условиях.

В результате проведено экспериментальное исследование влияния сопротивлений за турбиной на мощностные и экономические показатели, тепловой режим двигателя, параметры работы ТРК дизеля 12 ЧН13/14, который является силовым агрегатом лесовозного автопоезда ЛТ-119. Испытание двигателя заключалось в снятии серии нагрузочных характеристик. Сопротивление создавалось с помощью дросселя. Характер изменения сопротивлений за турбиной для различных частот вращения коленчатого вала представлен на рис. 1. Влияние сопротивлений на показатели двигателя и ТРК определялось методом сравнения исходных характеристик с характеристиками, полученными в результате введения изменений. В качестве исходных принимались характеристики, снятые с минимально возможными на экспериментальном стенде сопротивлениями. Всасывающая система оставалась без изменений.

На рис. 2 приведены совмещенные нагрузочные характеристики при частоте вращения  $n = 2100$  об/мин, полученные для двух условий. Сопоставление результатов свидетельствует о существенном влиянии противодействия на теплонпряженность, экономические и другие показатели двигателя и ТРК.

Зависимость параметров двигателя и ТРК от частоты вращения для двух условий при  $P_e = 9,5$  кгс/см<sup>2</sup> представлена на рис. 3. Из него видно, что в скоростном диапазоне 1500–2100 об/мин влияние сопротивления наиболее значительно.

Выясним прежде всего особенности процесса массового наполнения цилиндра в рассматриваемых случаях, характеризуемого произведением

$\eta_v \rho_k$ . Уменьшение степени сжатия в компрессоре ( $\epsilon_k = \pi_k^k$ ) приводит к снижению коленчатого давления  $P_k$ . Уменьшение значения  $P_k$  при прочих неизменных условиях приводит к снижению абсолютного массового наполнения свежим зарядом. Наполнение определяется и полной очистки цилиндра от остаточных газов, которое зависит от отношения давления наддува к противодействию на выхлопе  $\frac{P_k}{P_T}$ .

При отклонении количества всасываемого воздуха в компрессор от исходного противодействие на выхлопе также изменяется. Потеря давления в газовыхлопном тракте, определяемая как местными сопротивлениями, так и сопротивлениями трения потока о стенки, пропорциональна плотности движущегося газа. Так как плотность воздуха уменьшается в связи с уменьшением расхода двигателем, то при неизменной частоте вращения противодействие на выхлопе также уменьшается. Кроме того, происходит дополнительное уменьшение плотности движущегося газа из-за снижения конечного

давления нагнетания. По этой причине отношение  $\frac{P_K}{P_\Gamma}$  и коэффициент наполнения  $\eta_V$  для обоих случаев одинаковы. Поэтому можно полагать, что массовый заряд цилиндра будет изменяться пропорционально общему расходу воздуха через двигатель.

Коэффициент избытка воздуха в дизеле в общем случае определяется зависимостью

$$\alpha = \frac{\eta_V \cdot V_h \cdot \rho_K}{g_{ц} \cdot l_0}$$

где  $g_{ц}$  — цикловая подача топлива.

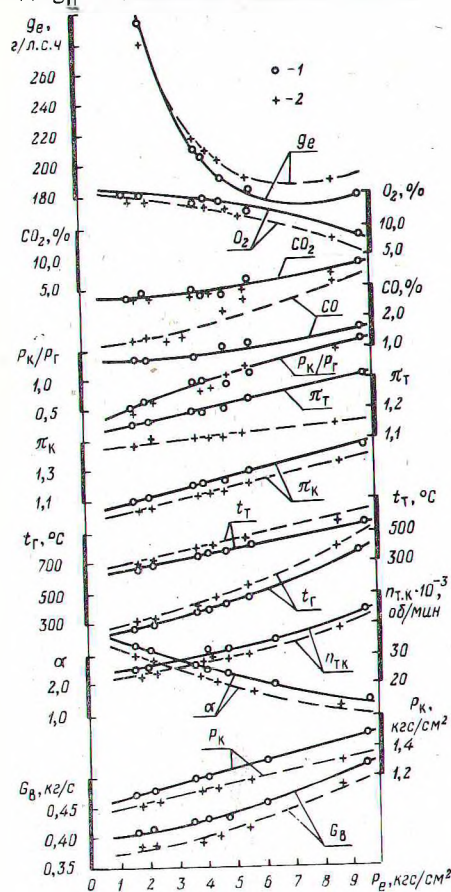


Рис. 2. Изменение основных параметров работы дизеля и ТРК по нагрузочной характеристике при  $n = 2100$  об/мин; 1 — минимальные; 2 — повышенные сопротивления.

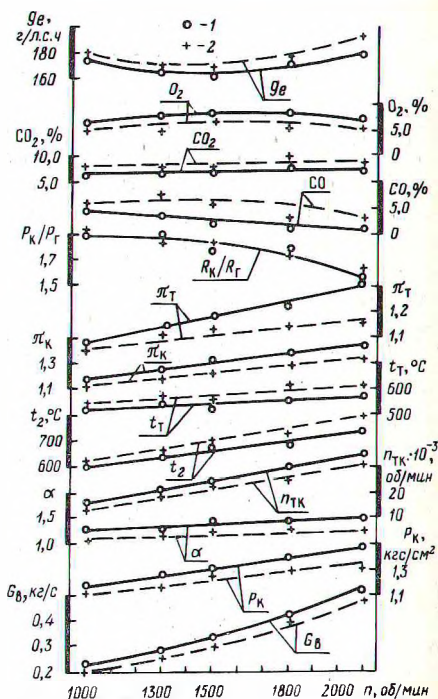


Рис. 3. Зависимость основных параметров работы дизеля и ТРК при  $P_e = 9,5$  кгс/см<sup>2</sup> от частоты вращения вала: 1 — минимальные; 2 — повышенные сопротивления.

При работе двигателя с газотурбинным наддувом по нагрузочной характеристике с ростом нагрузки при увеличении цикловой подачи топлива коэффициент  $\alpha$  уменьшается (рис. 2) и его текущее значение можно определить из выражения [5]:

$$\alpha = \frac{\rho_K}{\rho_{K \text{ ном}}} \cdot \frac{\eta_V}{\eta_{V \text{ ном}}} \cdot \frac{g_{\text{Ц ном}}}{g_{\text{Ц}}} \cdot \alpha_{\text{ном}}$$

Сопротивления за турбиной вызывают снижение абсолютного значения  $\alpha$  во всем диапазоне нагрузок для частот вращения  $n = 1000-2100$  об/мин, но это влияние незначительно для  $n = 1000-1300$  об/мин.

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  при  $P_e = \text{const}$  также уменьшается по сравнению с исходным значением до величины 1,24–1,25 на всех скоростных режимах. Изменение коэффициента  $\alpha$  и в этом случае более значительно на больших частотах вращения (рис. 3).

Изменение удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике определяется зависимостью

$$g_e = \frac{632}{\eta_e \cdot \Pi_{\text{ц}}}$$

При этом минимальный удельный расход топлива получается при нагрузке, соответствующей максимальному значению  $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$ . В соответствии с уменьшением  $\alpha$  уменьшается и индикаторный КПД, что обуславливает увеличение удельного расхода топлива. По мере снижения нагрузки степень влияния сопротивления на удельный расход топлива уменьшается и при значениях  $P_e < 4$  кгс/см<sup>2</sup> не обнаруживается на всех скоростных режимах.

Уменьшение количества  $G_B$  и состояния  $\rho_K$  поступающего в дизель воздуха вызывает изменение рабочего процесса дизеля и параметров газа на входе в турбину, что приводит к снижению мощности газовой турбины и частоты вращения ТРК:

$$N_T = \frac{G_T L_T \eta_T}{75}$$

Это происходит из-за уменьшения расхода газа через турбину, определяемого выражением

$$G_T = G_B \left( 1 + \frac{1}{\alpha l_0} \right),$$

и снижения адиабатической работы 1 кг газа

$$L_T = \frac{K_T}{K_T - 1} R_T T_T^* \left[ 1 - \frac{1}{(\pi_T^*)^{K_2 - 1}} \right],$$

обусловленной уменьшением степени понижения давления газа в турбине  $\pi_T^*$ , несмотря на значительный рост температуры газа  $T_T^*$  на входе в турбину.

Уменьшение коэффициента избытка воздуха, обусловленное действием  $\Delta P_T$ , ухудшает условия для достижения потребной концентрации топлива и

воздуха, в результате чего уменьшается скорость и полнота сгорания. Сказанное подтверждается анализом выхлопных газов: заметно снижается количество свободного кислорода  $O_2$  в продуктах сгорания и значительно возрастает выброс окиси углерода  $CO$  (рис. 2). Явление ухудшения смесеобразования и рост температуры цикла, обусловленные уменьшением  $\alpha$ , возрастают в области более высоких нагрузок и частот вращения вала.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Струнге Б.Н., Мульман Б.Е., Эпштейн А.С. Конструкция зарубежных тепловозных и судовых дизелей. — М.: Машгиз, 1961.
2. Рябовол В.М., Соколов В.С. Повышенный газотурбинный наддув дизелей семейства ЧН 15/18. — Труды ЦНИДИ, 1966, вып. 51.
3. О влиянии разрежения на впуске и противодавления на впуске на показатели дизеля СМД-14 с турбонаддувом /Н.Я.Корба, Т.М.Поляковск ий, В.Д.Сахаревич, А.И.Харченко. — Тракторы и сельхозмашины, 1968, № 1.
4. Нечаев Л.В., Проккопенкова Н.М. Влияние противодавления за турбиной турбонаддувочного агрегата четырехтактного дизеля за параметры системы турбонаддува: Сб.науч.тр. /Алтайский политехн.ин-т им. Ползунова, 1972, вып. 22.
5. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. — М.: Машиностроение, 1971.

УДК 634.03.34

А.И.КИРИЛЬЧИК, инженер,  
А.В.ГЕРМАЦКИЙ, канд.техн.наук  
(БТИ им. С.М.Кирова)

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДЛИННОБАЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ

В настоящее время при использовании длиннобазных автопоездов на дорогах общего пользования повысились требования к их маневровым свойствам. Маневровые свойства характеризуют способность длиннобазных автопоездов двигаться в условиях магистрального шоссе, многорядного движения в городе, вписываясь при поворотах в ширину и радиусы закругления проезжей части.

Маневровые свойства автопоездов зависят от выбора системы управления задней тележки прицепов или полуприцепов. Наиболее рациональной является система управления, при которой тележка следует точно по колее задних колес тягача [1]. Для выбора и определения конструктивных параметров системы управления длиннобазных автопоездов необходимо определить рациональные характеристики, т.е. функциональные зависимости углов переднего складывания автопоезда  $\delta$  и углов заднего складывания автопоезда  $\beta$  от углов  $\varphi$ , определяющих положение автопоезда на повороте. Рассмотрим три положения автопоезда.

Вход в поворот, когда тягач движется по траектории поворота, а тележка по прямой (рис. 1).

Тягач и тележка находятся на траектории поворота (рис. 2).