

УДК 621.436.052

Н.К. Рязанцев, д-р техн. наук, Ю.А. Анимов канд. техн. наук

УЧЁТ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ЗАГРЯЗНЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА НАДДУВА ПРИ СОГЛАСОВАНИИ ЕГО ХАРАКТЕРИСТИК С РАСХОДНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ БЫСТРОХОДНОГО ДВУХТАКТНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

В процессе длительной эксплуатации турбопоршневых двигателей различного назначения во многих из них наблюдается загрязнение проточной части компрессора системы наддува веществами, содержащимися в засасываемом воздухе, приводящее к рассогласованию характеристик поршневой части двигателя и компрессора. Особенно это ярко выражено у двигателей с вентиляцией картера через компрессор.

В двухтактных дизелях наземных транспортных машин (НТМ) для эффективного удаления газов из картера применяется закрытая система вентиляции картерных полостей, при которой картерные газы, пройдя через специальный маслоотделитель, поступают в воздухозаборный патрубок компрессора. Неотсепарированные частицы масла и продуктов неполного сгорания топлива, попадая в проточную часть компрессора, оседают в ней, уменьшая проходное сечение и увеличивая шероховатость обтекаемых воздухом поверхностей, вследствие чего изменяется характеристика компрессора - происходит смещение её в сторону меньших расходов воздуха и снижается к.п.д. Опыт эксплуатации форсированных дизелей НТМ показывает, что при использовании специальных моторных масел [1], содержащих различные присадки, в том числе, антиокислительные и моющие, проходные сечения газозаборного тракта дизеля после компрессора остаются практически неизменными в течение длительной работы. Таким образом, при неизменной гидравлической (расходной) характеристике дизеля и смещённой характеристике загрязнённого компрессора наступает их рассогласование.

Проблема рассогласования характеристик дизеля и агрегатов наддува из-за загрязнения проточной части последних присуща турбопоршневым двигателям различного назначения (судовым, тепловозным и т.д.) и отмечается во многих публикациях, например [2, 3 и др.], однако отсутствуют достаточно надёжные расчётные методы учёта влияния эксплуатационного загрязнения проточной части на характеристики компрессора при его проектировании. Это объясняется многообразием факторов, участвующих в процессе загрязнения: концентрация в воздухе продуктов загрязнения, их состав, температура поверхностей проточной части и скорость воздуха при их обтекании, конструктивные параметры компрессора и др.

Так, в работе [3] предлагается определять количество отложений в любом сечении центробежного компрессора с помощью зависимости:

$$G_{отл} = \bar{D}_м \cdot W \cdot E \cdot \frac{b_k}{t_k} \cdot \pi \cdot D_k^2 \cdot \tau_{\vartheta}, \quad (1)$$

где $\bar{D}_м$ – удельное содержание примесей в засасываемом воздухе;

W – скорость течения воздуха на диаметре D_k ;

E – улавливающая способность профиля лопатки;

b_k, t_k – соответственно высота лопатки колеса (b_r) или диффузора (b_3) и шаг решётки;

τ_{ϑ} – время эксплуатации.

Зависимость (1) можно использовать только лишь для приблизительной качественной оценки процесса загрязнения проточной части, для количественной же оценки она непригодна по ряду причин. Так, в соответствии с этой зависимостью количество

отложений растёт пропорционально времени эксплуатации компрессора. В действительности же, как указывает и сам автор [3], и опыт эксплуатации дизелей НТМ, интенсивность роста отложений различна в течении эксплуатации двигателя и в определённый момент толщина слоя отложений стабилизируется.

В частности, в [3] отмечается, что у судовых дизелей наиболее интенсивный рост отложений в проточной части компрессоров наблюдается в первые 50...100 часов работы, а стабилизация толщины слоя отложений происходит для компрессоров с $\pi_k \leq 1,5$ на уровне $\Delta_{отл} = 2...2,5$ мм, с $\pi_k \geq 2,0$ – на уровне $\Delta_{отл} = 1,0...1,5$ мм. В той же работе приводится и комментарий к процессу стабилизации слоя отложений. Отложившиеся на поверхности проточной части частицы находятся под воздействием давления воздушного потока, вызывающего сдвигающие напряжения на поверхности отложений. Вначале силы сцепления между частицами и металлической поверхностью (адгезия) превосходят силы сдвига. По мере нарастания слоя отложений на поверхности силы сцепления между частицами (силы когезии) уменьшаются, а скорость течения потока вследствие уменьшения площади проходного сечения увеличивается, потому при определённой толщине слоя отложений наступает равновесие между силами когезии и силами сдвига. Попадающие на такой слой частицы уже не удерживаются силами сцепления, поток воздуха сдувает их.

Учёт условий стабилизации слоя отложений в лопаточном диффузоре, как основном элементе проточной части, определяющим протекание характеристики компрессора, автор [3] предлагает осуществлять зависимостью:

$$G_{отл} = A_{отл} \cdot G_k \cdot \bar{D}_m \cdot E_d \cdot \tau^{E_d}, \quad (2)$$

где $A_{отл} = \tau_0^{1-E_d}$, а τ_0 – постоянная времени.

Как и (1), выражение (2) устанавливает прямую

зависимость количества отложений от концентрации примесей в воздухе. Однако, опыт эксплуатации двухтактных дизелей НТМ показывает, что при достаточно большом содержании моторного масла в воздухе (около 0,05 г/кг воздуха и более) вообще не наблюдается загрязнения проточной части компрессора.

Обобщая результаты работы экспериментальных исследований загрязнённых компрессоров судовых дизелей автор [3] приводит формулу для оценки влияния загрязнения проточной части на к.п.д. компрессора:

$$\bar{\eta}_k = \frac{\eta_{k,сп.}}{\eta_{k,чист.}} = (1 - A'_\eta \cdot \bar{\Delta}_{ш}) \cdot (1 - A''_\eta \cdot \bar{\Delta}_{отл}), \quad (3)$$

где $\bar{\Delta}_{ш} = \frac{\Delta_{ш}}{t_d}$ – относительная шероховатость

слоя отложений в диффузоре;

$\bar{\Delta}_{отл} = \frac{\Delta_{отл}}{t_d}$ – относительная толщина слоя

отложений;

$$A'_\eta = \sqrt{\frac{b_3}{t_d}} \cdot \frac{7,3}{e^{\sin \alpha_s}}; \quad A''_\eta = 6 \cdot \frac{b_3}{t_d}$$

и показывает, что при реально встречающейся относительной шероховатости слоя отложений в диффузоре $\bar{\Delta}_{ш} = (40...60) \cdot 10^{-4}$ максимальная величина к.п.д. компрессора на ветви $\eta_k = f(G_{пп})$ при $U_{\eta_{сп}} = \text{const}$ снижается при загрязнении на 6...9%.

Применяя эту формулу, например, к компрессору дизеля 6ТД-1 с $b_3 = 12$ мм, $t_d = 43$ мм, $\alpha_{3/1} = 16^\circ$, снижение максимального значения к.п.д. при $\Delta_{отл} = 0,4$ мм и $\bar{\Delta}_{ш} = 40 \cdot 10^{-4}$ должно составлять около 6,5%. В действительности же при стабилизировавшемся загрязнении проточной части ($\Delta_{отл} = 0,4$ мм) максимальное значение к.п.д. компрессоров двухтактных дизелей НТМ уменьшается не более, чем на 1,5...2%.

Всё вышесказанное говорит о том, что обобщения результатов исследований по оценке влияния

загрязнения компрессора на его характеристики корректны лишь для определённой группы дизелей, однотипных по конструкции и условиям эксплуатации.

Так как силы сцепления частиц с металлической поверхностью возрастают с увеличением температуры последней [1, 3], то наибольшие отложения и, соответственно, потери по проточной части компрессора наблюдаются в элементах за рабочим колесом - безлопаточном и лопаточном диффузорах, что наглядно подтверждается экспериментальными характеристиками механически связанного с коленвалами компрессора дизеля 6ТД-1 (рис. 1), определёнными после 60-часовой эксплуатации и последующей поэлементной промывки проточной части.

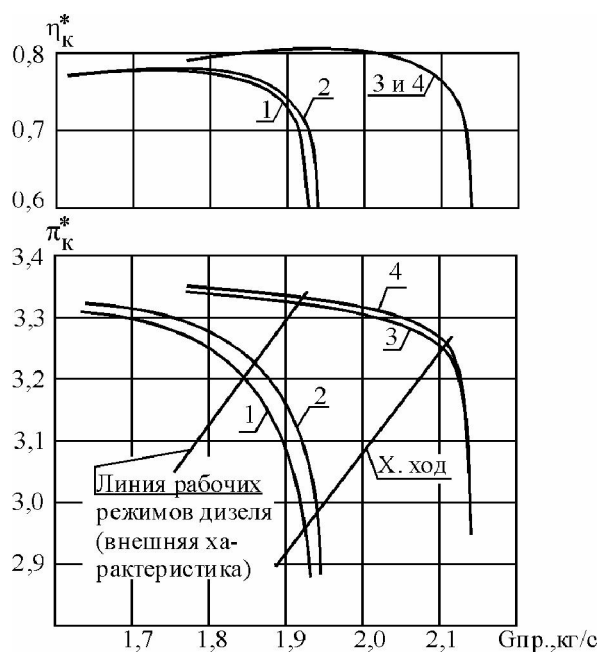


Рис. 1. Характеристики компрессора дизеля 6ТД-1 при $U_{2пр.} = 415$ м/с:

1 - загрязнённая проточная часть после 60 часов эксплуатации; 2 - с промытым рабочим колесом (РК); 3 - с промытым (РК) и лопаточным диффузором (ЛД); 4 - с промытым РК, ЛД и воздухоборной улитой (чистая проточная часть)

Максимальная производительность компрессора определяется проходным сечением горловины межлопаточного канала диффузора, а граница помпажа - углами атаки потока на входе в диффузор.

При загрязнении компрессора (в рассматриваемом примере максимальная толщина отложений на стенках диффузора около 0,4 мм) из-за уменьшения проходного сечения канала диффузора максимальная производительность компрессора уменьшается, а граница помпажа вследствие увеличения угла атаки на входе в диффузор смещается в сторону меньших расходов воздуха.

Смещение всей характеристики компрессора в сторону меньших расходов воздуха приводит, как показывает рис. 1, к существенному уменьшению его степени повышения давления (4%) и к.п.д. (5%) по линии рабочих режимов внешней характеристики дизеля (и ещё большему при частичных нагрузках), что, естественно, отрицательно отражается на технико-экономических показателях дизеля.

Рассматривая графики рис. 1, можно заметить, что максимальные значения π_k и η_k на ветвях характеристик загрязнённого и чистого компрессора мало (не более чем на 1,5%) отличаются друг от друга, и это отличие можно объяснить влиянием шероховатости слоя отложений в загрязнённом компрессоре.

Механизм образования отложений в проточной части компрессора может быть представлен следующим образом. Мелкие дисперсные частицы масла, попадающие в компрессор с картерными газами, соударяясь с поверхностью проточной части, деформируются и растекаются по ней. Как показали наши лабораторные исследования, если в воздух на входе в компрессор подавать только одно масло в количестве (50...70) г/час (среднестатистическое количество масла, неотсепарированного в маслоотделителе системы вентиляции картера), то в процессе длительной работы поверхности проточной части остаются покрытыми очень тонкой масляной плёнкой. Применяемые в дизельных НТМ моторные масла разлагаются с образованием лака и нагара лишь при температурах выше 240 °С [1].

При подмешивании к воздуху только одних от-

работавших газов (50...70 м³/час) без масла поверхности проточной части покрываются тонким слоем сажи толщиной менее 0,1 мм, легко удаляемым с поверхности и не оказывающим заметного влияния на характеристики компрессора.

Если же в воздух одновременно подмешивать масло (50...70 г/час) и отработавшие газы (50...70 м³/час), то поверхности проточной части компрессора покрываются плотным, трудно удаляемым слоем отложений, аналогичных по составу эксплуатационным. То есть попадающие в масло частицы продуктов неполного сгорания топлива увеличивают вязкость слоя отложений и служат очагами его затвердевания.

При подаче с картерными газами большего количества масла (200...250 г/час) движущийся по всей поверхности проточной части слой масла уносит с собой оседающие частицы. Это явление используется для стабилизации параметров наддува и лучшей приработки ЦПГ при стендовой 10-часовой обкатке новых дизелей.

Очевидно, что силы сцепления частиц с металлической поверхностью зависят от начальной шероховатости последней. Этим можно объяснить относительно небольшую толщину слоя отложений на полированных (шероховатость 0,4 мкм) поверхностях проточных частей компрессоров двухтактных дизелей НТМ различного уровня форсирования, которая не превышает в процессе их эксплуатации 0,4 мм. Приняв эту толщину слоя отложений в качестве предельной величины и считая пропускную способность диффузора приблизительно пропорциональной изменению проходного сечения горла его межлопаточного канала (f_r), уменьшение максимальной производительности компрессора при загрязнении его проточной части можно определить как:

$$\bar{G}_{\max \text{ зр.}} \approx \bar{f}_r = \frac{(a_3 - 2\Delta_{\text{отл.нр}})}{a_3 \cdot b_3} \times \\ \times (b_3 - 2\Delta_{\text{отл.нр}}) = \frac{(a_3 - 0,8) \cdot (b_3 - 0,8)}{a_3 \cdot b_3}, \quad (4)$$

где a_3 - ширина горла канала диффузора, которая приближённо равна

$$a_3 = t_{\partial} \cdot \sin \alpha_{3л}.$$

Так, для компрессора дизеля 6ТД-1 величина $\bar{G}_{\max \text{ зр.}}$ в соответствии с (4) равна 0,847, что достаточно хорошо совпадает с экспериментальными данными (рис. 1).

Если рабочий диапазон характеристик спроектированного компрессора по расходу воздуха охватывает такое изменение максимальной производительности, то в процессе эксплуатации дизеля некоторое снижение π_K и η_K будет происходить только за счёт влияния шероховатости слоя отложений в проточной части. Это наглядно демонстрируют графики рис. 2, изображающие изменение степени повышения давления компрессора на номинальном режиме работы при эксплуатации дизелей НТМ в течение 300 часов. (Все приведенные на рис. 2 дизели имеют механическую связь с агрегатами системы наддува – компрессором и турбиной). Так, у дизелей 3ТД-1 ($\pi_{Kn}=1,95$) и 5ТДФ ($\pi_{Kn}=2,75$), компрессоры которых имеют рабочий диапазон характеристик по расходу воздуха

$$\Delta \bar{G}_{np} = \frac{G_{np. \max \text{ при } \eta=0,95\eta_{\max}}}{G_{np. \text{ усн}}} - 1$$

более 0,3 изменение номинальной величины степени повышения давления незначительно (до 1,5%), а у более форсированных дизелей 6ТД-1 ($\pi_{Kn}=3,35$) и 6ТД-2 ($\pi_{Kn}=3,8$) вследствие меньшего диапазона характеристик компрессоров ($\Delta \bar{G}_{np} \approx 0,2$) наблюдается значительное уменьшение π_{Kn} , обусловленное, как было показано выше, рассогласованием характеристик компрессора и дизеля. Следует заметить, что интенсивное снижение π_{Kn} происходит в течение первых 40...60 часов эксплуатации дизеля, причём, чем выше абсолютная величина π_{Kn} , соответственно температура наддувочного воздуха T_K , тем раньше

происходит рассогласование характеристик, что объясняется большей скоростью образования отложений в проточной части компрессора. Всё это хорошо согласуется с данными автора [3].

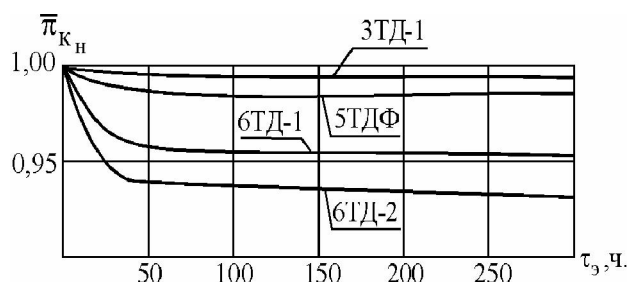


Рис. 2. Изменение номинальной величины степени повышения давления компрессора в течение 300-часовой эксплуатации дизеля НТМ

Как было показано в работе [4], для высокофорсированных двухтактных дизелей НТМ с механическим турбонаддувом настройка центробежного компрессора на беспомпажную работу в эксплуатационном диапазоне режимов должна осуществляться на номинальном скоростном режиме. С учётом (4), для обеспечения экономичной работы дизеля НТМ в течение всего периода эксплуатации рабочий диапазон характеристик компрессора по расходу воздуха на номинальном скоростном режиме работы должен быть не менее:

$$\Delta \bar{G}_{np} \geq K_y + (\bar{G}_{н.х.} - 1) + (1 - \bar{G}_{max гр.}) \text{ или}$$

$$\bar{G}_{np} \geq K_y + \bar{G}_{н.х.} - \frac{(a_3 - 0,8) \cdot (b_3 - 0,8)}{a_3 \cdot b_3}, \quad (5)$$

где K_y – принимаемый запас устойчивости компрессора;

$\bar{G}_{н.х.}$ – относительное увеличение расхода воздуха по нагрузочной характеристике дизеля при изменении нагрузки от 100% до минимально возможной.

Выводы

Эксплуатационное загрязнение компрессора наддува приводит к рассогласованию его характеристик с расходными характеристиками двухтактного дизеля НТМ, сопровождающемуся снижением к.п.д. компрессора в диапазоне рабочих режимов.

Встречающиеся в публикациях обобщения по оценке влияния загрязнения компрессоров наддува на их характеристики справедливы только для определённой группы дизелей, однотипных по конструкции и условиям эксплуатации.

Учитывая стабилизационный характер образования отложений в проточной части, предложена методика для определения требуемого диапазона характеристик по расходу воздуха проектируемого компрессора наддува двухтактного дизеля НТМ.

Список литературы

1. Рязанцев Н.К. Конструкция форсированных двигателей наземных транспортных машин: Уч. пособие. – Ч. 2. – Харьков: ХГПУ, 1996. – 388 с.
2. Камкин С.В. Газообмен и наддув судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1972. – 200 с.
3. Межеричский А.Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1986. – 248 с.
4. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Согласование характеристик двухтактного транспортного дизеля и компрессора системы наддува по обеспечению устойчивой работы компрессора // Вісник інженерної академії України. – 2002. – № 1. – С. 43 – 50.