

УЛУЧШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Е.В. Дмитриевский, к.т.н., доцент кафедры «Тепловые двигатели»
Брянский государственный технический университет*

На динамику разгона малооборотного двигателя при его экстренном нагружении отрицательно влияют значительные силы инерции вследствие большой массы движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма. Для улучшения качества переходных режимов малооборотного двигателя при разгоне под нагрузкой требуется осуществить быстрый разгон ротора турбокомпрессора (ТК).

Приведены результаты испытаний малооборотного дизельного двигателя с системой разгона ротора ТК от источника сжатого воздуха, подтвердившие возможность улучшения динамики его разгона при пуске и экстренном нагружении. Малооборотный двигатель с системой разгона ротора ТК может быть использован на АЭС в качестве аварийного источника питания.

Малооборотные двухтактные дизельные двигатели для силовых агрегатов превышают по эффективности среднеоборотные двигатели, паровые турбины и одноцикловые или комбинированного типа газовые турбины. В то же время при возникновении внешних пиковых нагрузок в процессе разгона малооборотного двигателя необходимо преодолеть значительные силы инерции, отрицательно влияющие на динамику разгона двигателя вследствие большой массы движущихся деталей поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма. Так, например, условия применения малооборотных двухтактных дизельных двигателей на судах ледового класса требуют обеспечить возможность быстрого преодоления экстренных пиковых нагрузок в случае снижения частоты вращения под воздействием внешних факторов. При движении судна в условиях сложной ледовой обстановки возможно попадание больших фрагментов льдин или плотной ледовой массы на лопасти гребного винта. В этих случаях резкое возрастание нагрузки на двигатель может привести не только к значительному снижению частоты вращения коленчатого вала, но и к остановке двигателя.

В условиях движения судна при проходе узостей и шлюзов, при маневрировании в порту в



сложных погодных условиях также возникают ситуации, вызывающие экстренные пиковые нагрузки.

При эксплуатации малооборотных двухтактных дизельных двигателей на автономных дизельных электрических станциях возможны экстренные пиковые нагрузки при резком повышении нагрузки электрической сети.

Возможность использования малооборотных двухтактных дизельных двигателей на АЭС в составе дизель-генераторных установок резервного (аварийного) источника питания определяется их способностью быстрого приема нагрузки после пуска. Известно [3], что для АЭС резервный (аварийный) источник питания должен обеспечить прием нагрузки до 80 % от номинальной мощности с режима холостого хода за время менее 85 с.

Для сокращения времени разгона и приема внешней нагрузки двигателем необходимо значительно увеличивать цикловую подачу топлива и подавать в цилиндры необходимое количество продувочного воздуха для обеспечения его качественного сгорания [2]. Качество продувки-наполнения цилиндров малооборотного двигателя в переходных процессах определяется динамическими свойствами системы турбонаддува. Поэтому для преодоления пиковых нагрузок малооборотным дизельным двигателем требуется прежде всего обеспечить быстрый разгон ротора турбокомпрессора.

Для обеспечения этого условия применяются регулируемые турбокомпрессоры [4], позволяющие оптимизировать закон изменения давления наддува при работе двигателя по внешней скоростной характеристике. Известна испытанная на среднеоборотных двигателях система разгона ротора типа «Jet Assist», с помощью которой вращающийся ротор турбокомпрессора разгоняется от вспомогательного сжатого воздуха. Воздух подается на лопатки колеса компрессора через наклонные сопловые отверстия во вставке корпуса компрессора. На малооборотных двухтактных дизельных двигателях системы разгона ротора турбокомпрессора не применялись.

Для исследования возможности быстрого приема нагрузки малооборотным дизельным двигателем в стендовых условиях завода-изготовителя были произведены испытания двигателя 6ДКРН35/105 (6L35MC по маркировке фирмы-лицензиара «MAN Diesel&Turbo A/S») [1].

Двигатель 6ДКРН35/105 — малооборотный двухтактный кривокопфный дизельный двигатель с газотурбинным наддувом при постоянном давлении газов перед турбиной. Максимальная длительная мощность двигателя составляет 3380 кВт при частоте вращения коленчатого вала 200 об/мин.

Для продувки–наполнения цилиндров двигателя воздухом при пуске и на переходных режимах работы служат две вспомогательные электрические воздуходувки фирмы «Defog». Они включаются в работу при недостаточной энергии отработавших газов для раскрутки ротора турбокомпрессора.

Двигатель 6ДКРН35/105 оснащен турбокомпрессором NA34/TO8110, обеспечивающим на номинальном режиме работы двигателя при частоте вращения ротора $n = 25\,400$ об/мин степень повышения давления $\pi_k = 3,49$ и расход воздуха в количестве $8,25$ кг/с.

В турбокомпрессоре этого типа применен ротор с колесом компрессора диаметром 340 мм. Ротор турбокомпрессора имеет сравнительно небольшую массу и хорошие динамические характеристики при высоком среднем эффективном давлении и низкой скорости вращения коленчатого вала двигателя. Тем не менее, для преодоления экстренных пиковых нагрузок, когда необходимо малое время разгона двигателя, этого оказывается недостаточно.

При проведении опытных работ на двигателе 6ДКРН35/105 турбокомпрессор NA34/TO8110 был оборудован системой разгона ротора. Для этого во вставку корпуса компрессора выполнено пять тангенциальных наклонных сопловых от-

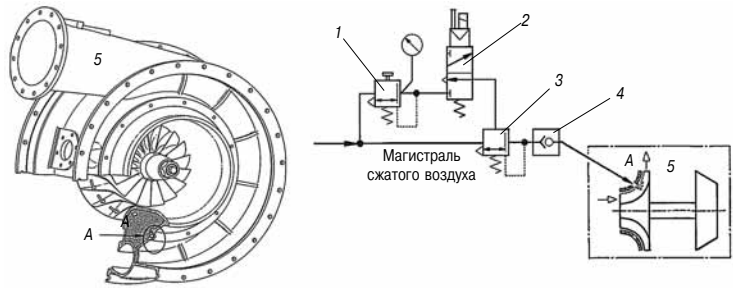


Рис. 1. Принципиальная схема системы для разгона ротора турбокомпрессора NA34/TO8110:

A — наклонные сопловые отверстия; 1 — редукционный клапан; 2 — 2/3 позиционный электромагнитный клапан; 3 — контрольный клапан; 4 — невозвратный клапан; 5 — турбокомпрессор

верстий диаметром $d = 10,5$ мм, которые выходят к лопаткам колеса компрессора на диаметре 320 мм. Принципиальная схема системы для разгона ротора приведена на рис. 1.

Система для разгона ротора состоит из трубопровода с внутренним диаметром 52 мм для подвода сжатого воздуха от центральной заводской магистрали с избыточным давлением воздуха 0,4 МПа, редукционного клапана, 2/3 позиционного электромагнитного клапана, контрольного клапана и невозвратного клапана. Система разгона включается в работу с помощью контрольного клапана, используемого в качестве быстродействующей задвижки. При проведении испытаний система разгона ротора управлялась вручную.

При увеличении нагрузки двигателя система разгона обеспечивает интенсивное увеличение частоты вращения ротора турбокомпрессора и способствует быстрому росту давления продувочного воздуха.

Для оценки количества сжатого воздуха, необходимого для работы системы разгона ротора турбокомпрессора, был рассчитан расход воздуха через сопла при физических параметрах магистральной сети:

$$p_0 = 5 \cdot 10^{-1} \text{ МПа (абс); } T_0 = 293 \text{ К.}$$

Истечение через сопла системы разгона критическое до противодавления за отверстиями $0,264 \cdot 10^{-1}$ МПа (абс).

Расход воздуха при критическом истечении

$$G = \rho^* \cdot a^* \cdot f \text{ (кг/с),}$$

где ρ^* — плотность газа в потоке при критическом истечении, кг/м³; a^* — критическая скорость потока, м/с; f — суммарная площадь отверстий системы разгона ротора турбокомпрессора, м².

$$\rho^* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k+1}} \cdot \rho_0 = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k+1}} \cdot \frac{p_0}{RT_0} = 3,7 \text{ кг/м}^3;$$

$$f = n \frac{\pi d^2}{4} \cdot 10^{-5} = 4,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$a^* = \sqrt{kRT_0} = 346,5 \text{ м/с};$$

$$G = \rho^* \cdot a^* \cdot f = 0,56 \text{ кг/с}.$$

Расчетный расход воздуха 0,56 кг/с соответствует 6,8 % номинальной производительности компрессора. При таком относительно небольшом расходе сжатого воздуха в условиях эксплуатации его можно отбирать через редукционный клапан из системы пускового воздуха двигателя.

В стендовых условиях определение динамики разгона малооборотного двигателя осуществлялось за счет максимально быстрого заполнения гидротормоза, начинавшегося одновременно с пуском двигателя. Нагружение двигателя производилось до мощности, составляющей ~ 80 % от номинальной. Двигатель разгонялся до номинальной частоты вращения коленчатого вала $n_{\text{дв}} = 200$ об/мин.

Разгон двигателя под нагрузкой с момента пуска выполнялся при следующих условиях:

- при включенных вспомогательных электрических воздухоудувках (стандартная схема);
- с системой разгона ротора турбокомпрессора при включенных вспомогательных электрических воздухоудувках;
- с системой разгона ротора турбокомпрессора при отключенных вспомогательных электрических воздухоудувках.

Переходные процессы выхода двигателя на режим, соответствующий ~80 % от номинальной мощности (2690 кВт) при частоте вращения коленчатого вала $n_{\text{дв}} = 200$ об/мин, от момента пуска до момента установки силового привода регулятора на индекс, соответствующий нагрузке двигателя от гидротормоза, изображены на осциллограммах рис. 2. Продолжительность переходных процессов определялась по осциллограммам. Результаты обработки осциллограмм приведены в таблице.

Исследование динамических характеристик двигателя 6ДКН35/105 при пуске и разгоне под нагрузкой подтверждает возможность выхода на установившийся режим, равный 80 % от номинальной мощности при $n_{\text{дв}} = 200$ об/мин за время от 53 до 73 с при всех возможных вариантах работы системы воздухообеспечения.

Время выхода двигателя на установившийся режим

Условия испытаний	Время выхода на режим, с
С воздухоудувками без системы разгона ротора турбокомпрессора	73
С системой разгона ротора турбокомпрессора и с воздухоудувками	60
С системой разгона ротора турбокомпрессора без воздухоудувок	53

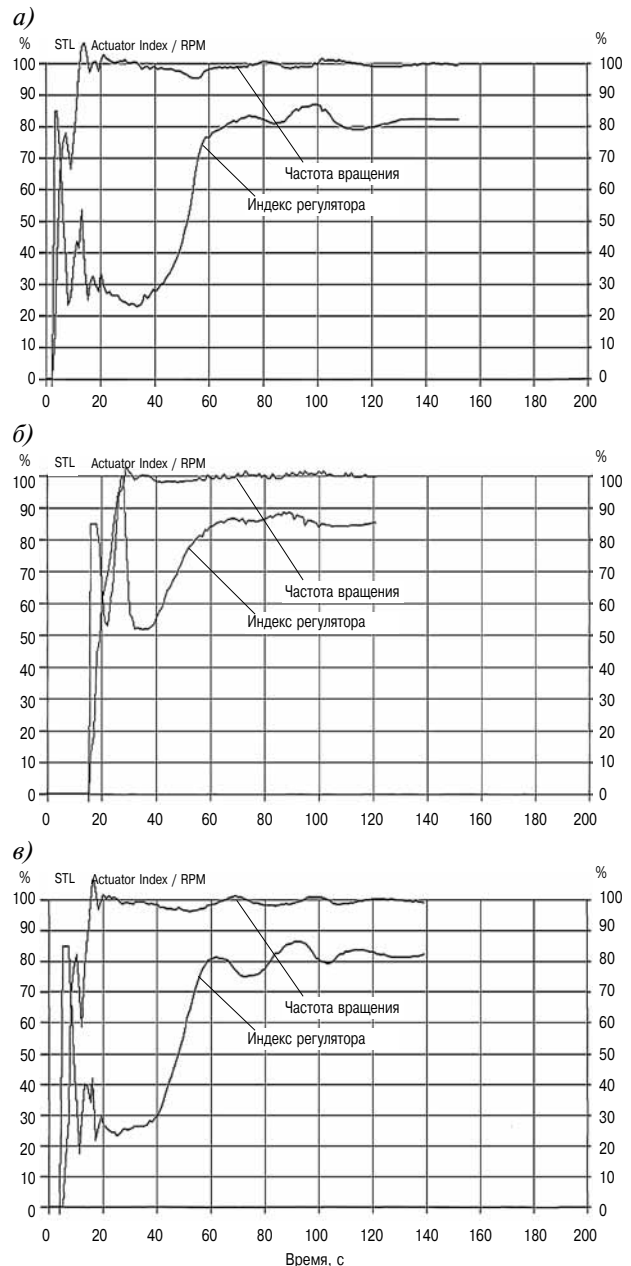


Рис. 2. Осциллограммы процессов выхода двигателя на режим ~80 % номинальной мощности:

a — при включенных воздухоудувках без системы разгона ротора турбокомпрессора; *b* — при включенных воздухоудувках и с системой разгона ротора турбокомпрессора; *v* — при выключенных воздухоудувках с системой разгона ротора турбокомпрессора

Характер нагружения двигателя и протекания переходных процессов до конечного установившегося режима при $n_{\text{дв}} = 200$ об/мин определяется в условиях стенда параболической характеристикой гидротормоза.

Обращает на себя внимание характер процесса принятия нагрузки двигателем на режиме рис. 2, *v*. Заполнение водой гидротормоза на этом режиме началось примерно через 5 с после пуска двигателя, а время выхода на нагрузку

83,1 % от номинальной мощности (2793 кВт) составило 53 с.

Важно отметить, что полученные результаты испытаний двигателя с системой разгона ротора турбокомпрессора подтверждают возможность стабильного выхода двигателя как на режим холостого хода, так и на режим нагрузки ~80 % от номинальной мощности при $n_{дв} = 200$ об/мин без электрических воздуходувок. Это важно в случае необходимости пуска двигателя при выходе из строя электрических воздуходувок либо при отсутствии электрического питания для двигателей воздуходувок.

Испытания малооборотного дизельного двигателя в стендовых условиях завода-изготовителя подтвердили, что система разгона ротора турбокомпрессора с помощью подаваемого на лопатки колеса компрессора сжатого воздуха (при давлении $p_{max} = 0,4$ МПа) через наклонные сопловые отверстия во вставку корпуса компрессора обеспечивает интенсивный разгон ротора и достаточное количество воздуха для сгорания топлива при приеме нагрузки двигателем. Благодаря этому система разгона ротора турбокомпрессора значительно улучшает динамические свойства малооборотного дизельного двигателя при преодолении экстренных пиковых нагрузок. Управление системы разгона ротора турбокомпрессора может быть легко автоматизировано.

При применении системы разгона ротора турбокомпрессора время выхода малооборотного дизельного двигателя на режим с нагрузкой ~80 % от номинальной сократилось на 18 % по сравнению со штатной комплектацией двигателя.

Улучшение динамики разгона малооборотного дизельного двигателя при преодолении экстренных пиковых нагрузок полезно не только при исполь-

зовании его на судах, но и при использовании на АЭС в составе дизель-генераторной установки резервного (аварийного) источника питания.

Выводы

1. Система разгона ротора турбокомпрессора по предложенной схеме обеспечивает достаточность подаваемого в цилиндры двигателя продувочного воздуха для сгорания топлива при экстренном нагружении двигателя.

2. Полученные опытные данные подтверждают возможность пуска и стабильного выхода на режим принятия нагрузки ~80 % от номинальной мощности с системой разгона ротора турбокомпрессора без электрических воздуходувок.

3. При автоматизированном управлении малооборотный двигатель может обеспечить прием нагрузки до 80 % от номинальной мощности за время после пуска менее 85 с, что позволяет его использовать на АЭС в качестве резервной дизель-генераторной установки (аварийных) источников питания.

Литература

1. Исследование приемистости двигателя 6L35MC Mark-III (ДБ44 зав. № 9404). Технический отчет Д-ОИ-692-03. (№ государственной регистрации 01.20.03 07380). Брянск, 2003. — 16 с.

2. *Обозов А.А.* Оптимизация процессов в топливной аппаратуре дизеля с целью улучшения его экономических и экологических характеристик / А.А. Обозов, Д.И. Субботенко, В.В. Тараканов // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. — 2014. — № 2. — С. 45–51.

3. РД ЭО 0052-00. Дизель-генераторные установки атомных станций. Общие технические требования. — М.: ВНИИАЭС, 2000. — 98 с.

4. *Роголев В.В.* Агрегаты наддува: учеб. пособие / В.В. Роголев, А.М. Дроконов, А.А. Зинуков. — Брянск: БГТУ, 2008. — 208 с.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ Ориентировочные тарифы на 2015 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	42 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	38 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	40 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	38 000 руб.
	Черно-белая	32 000 руб.