

ОБЗОР ДОКЛАДОВ ПО ТУРБОКОМПРЕССОРАМ НА КОНГРЕССЕ CIMAC 2004

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., Р.С. Дейч, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н.;
ООО «ТУРБОКОМ»

В статье продолжен аналитический обзор докладов, представленных фирмами на конгрессе CIMAC, прошедшем в 2004 году в Киото (Япония).

Фирмы уделяют значительное внимание методам расчета вибрации и шума, средствам, снижающим их влияние на окружающую среду; исследуются основные источники шума и их звуковой спектр.

Важное место в разработке турбокомпрессоров занимают вопросы удобства технического обслуживания и надежности в эксплуатации. С этой целью совершенствуются методы расчета и моделирования прочности, испытаний.

Большое внимание уделено особенностям конструктивной компоновки турбокомпрессоров и их стыковки с двигателем.

(Окончание. Начало в № 4 (222) 2005 год)

Осевые турбины, как правило, выполняются с лопатками, установленными на елочном замке. Характерной особенностью осевых турбин фирмы «Narier» является использование литых колес турбины даже для больших типоразмеров с диаметрами колес 350–450 мм. Это свидетельствует о высокой степени отработки литья. При этом колеса снабжены демпфирующей проволокой.

Фирма MAN B&W выпускает новый ряд турбокомпрессоров TCR с радиально-осевой турбиной, используемый как в системе постоянного давления, так и в импульсной [5]. На основе комплексных расчетов численной динамики жидкости оптимизируются все элементы турбины, такие как газоподводящий корпус турбины, сопловой аппарат, рабочее колесо, выходной диффузор с выходным корпусом, что позволяет обеспечить КПД турбокомпрессора во всей рабочей зоне в пределах границ, заданных потребителем (рис. 10).

Проектирование вибростойкого колеса радиально-осевой турбины до сих пор является проблемой для инженера-практика. Правила проектирования лопатки в основном опираются на имеющийся опыт. Кроме первой изгибной формы колебаний на колесе турбины могут во-

зникать и более высокие формы колебаний, которые вызываются сопловым аппаратом и системой наддува. Желательно достаточно точное установление величины динамических напряжений на стадии проектирования. Расчет неустановившегося потока, который требуется для определения сил действующих на лопатку турбины, и последующий расчет прочности осуществимы с помощью современных конструкторских методов. Однако эти расчеты чрезвычайно сложны и требуют много времени, с одной стороны, а результаты до сих пор недостаточно надежны, с другой стороны. Необходима разработка практичного конструкторского метода для решения этой проблемы.

Фирма КВВ делает попытку разработки такого метода, подтверждаемого измерением напряжений [9]. Показаны разработки по обеспечению вибронадежности колес радиальных турбин. Представлены методы измерений динамических напряжений на лопатках радиальной турбины и методы оценки напряжений на стадии проектирования. Анализируются возможные модели расчета динамических напряжений в колесах радиальной турбины, в том числе с включением расчета колеса в целом и разброса частот лопаток. Самые точные результаты можно ожидать от анализа вращающегося в подшип-

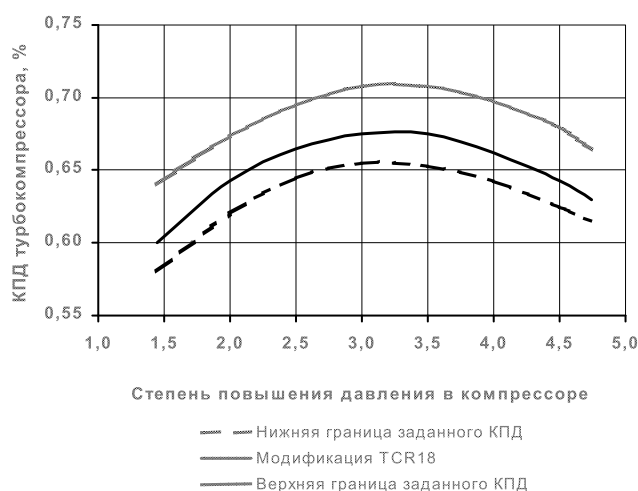


Рис. 10. Диапазон КПД турбокомпрессоров ряда TCR, заданный заказчиком

никах ротора, что соответствует реальным условиям работы.

В связи с ростом форсировки двигателей снижение уровня шума все время остается актуальной задачей. Для достижения этой цели используются как активные, так и пассивные мероприятия. Активные мероприятия — это воздействие на проточную часть компрессора, которая проектируется со снижением шума. К пассивным мероприятиям относятся установка глушителя на входе в компрессор и нанесение покрытия на корпус компрессора.

Ограничение уровня шума на судах устанавливается в соответствии со спецификой применения. Комфорт для пассажиров является самым важным для круизных судов; для контейнеровозов, танкеров и других судов — защита экипажа от повреждения слуха. Пределы звукового давления на судах измеряются на расстоянии одного метра от двигателя и обычно равны 110 дБ (А) для 100% нагрузки или 105 дБ (А), при котором нагрузка слегка уменьшена [3, 4]. В ряде случаев обеспечивается и более низкий уровень шума турбокомпрессора с фильтром-глушителем в пределах до 100 дБ [6].

Так как основной вклад в шум турбокомпрессора вносит излучение на входе в компрессор, то все фирмы уделяют первоочередное внимание снижению уровня шума, потерь давления, в воздушном фильтре-глушителе и повышению надежности его конструкции [5,7]. Глушитель изготавливается из отдельных алюминиевых частей. Оптимизация с помощью метода конечных элементов позволяет выполнить его более легким и жестким.

В связи с последними улучшениями входных глушителей и изоляцией турбокомпрессора особое значение приобретает шум, излучаемый элементами, находящимися за компрессором. Фирма «ABB Turbo System» на самых больших турбокомпрессорах TPL80-B и TPL85-B выполнила комплекс исследований по снижению уровня шума как в самом источнике — компрессоре, так и за счет установки глушителя на выходе из компрессора [3]. Связано это было с тем, что в некоторых случаях для определенного типа двигателей предел 110 дБ (А) был превышен в зоне охладителя воздуха и ресивера.

Высокий уровень шума в этой зоне является результатом излучения высокой частоты от воздушной системы и выпускных трубопроводов. Однако основной источник — это звук, излучаемый компрессором и передаваемый в воздушную систему.

Звуковой спектр центробежного компрессора состоит из чистых тонов и широкой полосы шума. Исследования показали, что шум чистого тона от взаимодействия лопаток колеса ком-

прессора и диффузора (гармоники лопаточной частоты — BPF), является преобладающим источником шума на выходе из компрессора. На рис. 11 показан типичный звуковой спектр, зарегистрированный в выходной трубе компрессора.

Частотный анализ показал, что главная составляющая уровня звукового давления принадлежит двум пикам частот, которые могут быть отнесены к 1- и 2-й гармоникам лопаточной частоты турбокомпрессора. Результаты расчета влияния зазора между выходом из колеса и входными кромками лопаточного диффузора при номинальной частоте вращения компрессора, подтвержденные экспериментальными данными, показали значительное падение уровня звуковой мощности для 2-й гармоники лопаточной частоты, в то время как для 1-й гармоники уровень звуковой мощности остается фактически постоянным (рис. 12).

Фирма «ABB Turbo System» выполнила исследования двух типов глушителей поглощающего и резонансного на выходе из компрессора. Поглощающий глушитель имеет преимущество благодаря широкой демпфирующей характеристике, т. е. хорошее уменьшение шума как для 1-й, так и для 2-й гармоники лопаточных частот. Резонансный глушитель имеет более узкую демпфирующую характеристику.

Основываясь на анализе звукового поля в поперечном сечении трубы, было рассчитано шумоглушение в поглощающем глушителе. По полученным результатам для 1-й частоты глушитель будет эффективным с поглощающим материалом на стенках трубы. Для 2-й частоты наилучшие результаты дает внутренний конус с поглощающим материалом. Результаты испытаний нескольких исполнений поглощающих глушителей на компрессорном стенде показали значительное уменьшение уровня звукового давления во всей области скоростей как для 1-й гармоники лопаточной частоты (рис. 13, а) так и для 2-й (рис. 13, б).

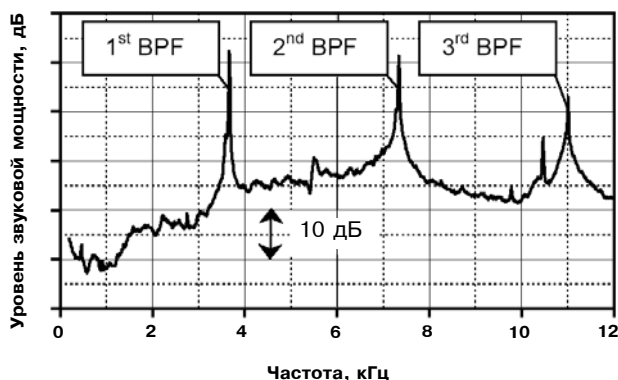


Рис. 11. Типичный звуковой спектр на выходе из компрессора

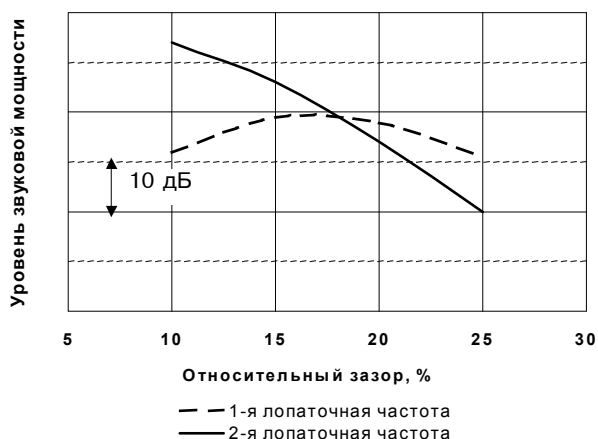


Рис. 12. Расчетные уровни звуковой мощности для 1- и 2-й лопаточных частот в зависимости от относительного зазора $(D_3 - D_2)/D_2$

Резонансный глушитель снижает уровень шума только одной частоты. Такой глушитель щелевого типа (рис. 14) был спроектирован для глушения первой гармоники лопаточной частоты и показал хороший эффект снижения уровня звуковой мощности для этой частоты (рис. 15).

Проведенные исследования показывают возможность удовлетворить будущие более жесткие требования по шуму.

Удобство обслуживания турбокомпрессора является одним из главных требований потребителя. Оно включает в себя две составляющие: первая — турбокомпрессор должен перебираться через очень большие интервалы времени; вторая — турбокомпрессор должен легко и быстро разбираться и собираться. Эти требования учитываются при разработке турбокомпрессоров.

Сроки служб подшипников новых турбокомпрессоров TCR фирмы MAN B&W составляют свыше 30 000 ч, и обслуживание может таким образом выполняться одновременно с двигателем [5].

Для удобства обслуживания фирмы изготовляют корпус компрессора разъемным. Это позволяет обслуживающему персоналу проверить и очистить колесо компрессора без снятия корпуса компрессора. Оборудование системы выпуска газа со стороны турбины большой смотровой крышкой позволяет проверить сторону турбины без демонтажа труб выпускных газов и элементов турбокомпрессора.

Фирмы стремятся уменьшить количество болтов и деталей до минимума, разрабатывают полный комплект инструмента и различных приспособлений для обслуживания и сборки.

В ряде случаев из-за пригара имеются трудности с отвинчиванием болтов при разборке

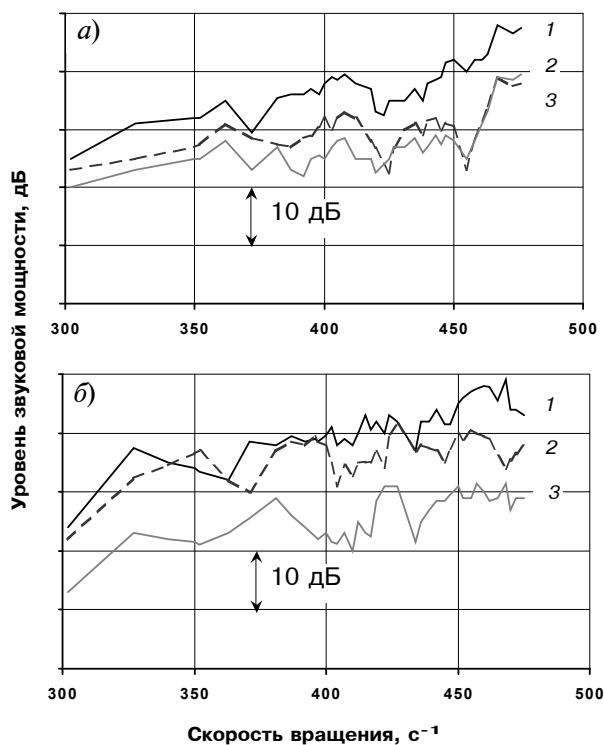


Рис. 13. Снижение уровня звуковой мощности для 1-й (а) и 2-й (б) лопаточных частот при поглощающем глушителе на внешней и внутренней стороне, установленном на выходе:

- 1 — без глушителя на выходе из компрессора;
- 2 — поглощающий материал на наружной стенке;
- 3 — поглощающий материал на наружной стенке и внутреннем конусе

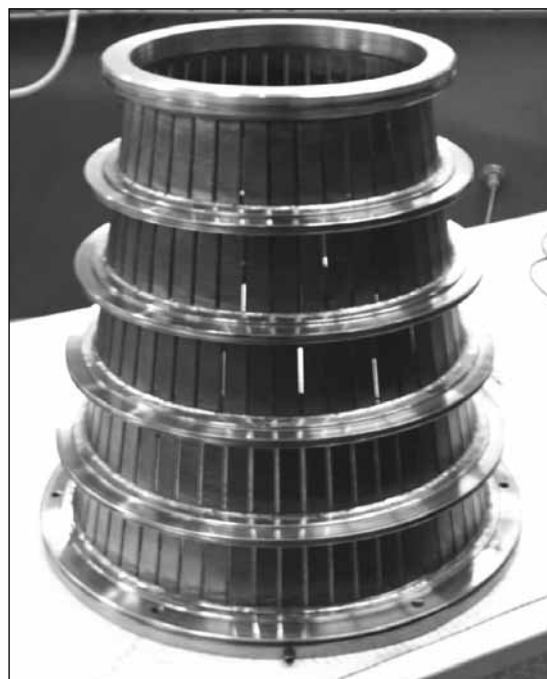


Рис. 14. Щелевые резонаторы на наружном конусе

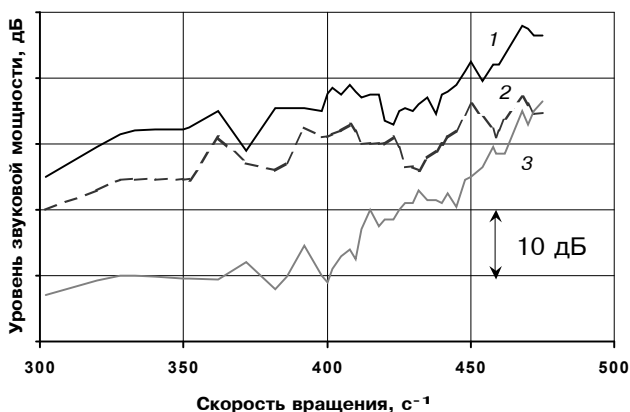


Рис. 15. Снижение уровня звуковой мощности для 1-й лопаточной частоты при резонансном глушителе на внешней и внутренней стороне:

- 1 — без глушителя;
- 2 — резонаторы на наружной стенке;
- 3 — резонаторы на наружной стенке и внутри

турбокомпрессора и повреждение некоторых из них. Поэтому, например, фирма «Narier» пользуется услугами специализированной фирмы для комплектации своих турбокомпрессоров крепежом, хотя такие комплектующие обходятся дорого, но обслуживание турбокомпрессора значительно улучшается [6]. Также широко используются болты саморезы. Это уменьшает риск прихвата болтов и необходимость увеличения затрат времени на их удаление при обслуживании.

Результаты эксплуатации постоянно анализируются и используются для того, чтобы поддерживать надежность турбокомпрессоров на высоком уровне. Фирма «ABB Turbo System» примерно 5 % от прибыли инвестировала в модернизацию турбокомпрессоров TPS по опыту эксплуатации и специфическим требованиям заказчика.

Широко применяемая в настоящее время система промывки турбины, как правило, доводится в эксплуатации. Так, фирма «Narier» прежде чем предложить систему для использования, испытала ее на установках потребителя для оценки распределения воды и эффективности очистки [6]. Препарированные сопловые аппараты с термомпарами, измеряющими температуру поверхности лопаток, были использованы в эксплуатации. Карты распределения температур снимались до получения удовлетворительного результата. Исходная система с одним отверстием была преобразована в систему с тремя отверстиями и улучшенной геометрией сопел.

Для обеспечения надежности турбокомпрессора новые конструкции, частичные имене-

ния и отдельные детали проходят интенсивные механические испытания и проверки в соответствии с принятой процедурой оценки на фирме. В качестве примера можно привести систему, принятую на фирме «ABB Turbo System». Турбокомпрессоры ряда TPL-C подвергаются следующим квалификационным испытаниям:

- Проверка срока службы турбины с $1,5 \times 10^7$ нагрузочными циклами от резонансов с сопловым аппаратом и частичным подводом.

- Оценка безопасного уровня вибраций лопаток компрессора при резонансе для всех вариантов колес и входных устройств.

- Температурные цикловые испытания для проверки деталей со стороны турбины.

- Измерение температуры на поверхностях для поддержания ее в заданных пределах.

- Горячие остановки для исключения коксования масла.

- Обеспечение уровня шума компрессора и турбокомпрессора в целом в соответствии с нормой.

- Квалификационные испытания подшипников включают в себя безопасную работу ротора при различных условиях нагрузки.

- Испытания уплотнений для проверки плотности затяжки всех фланцев, а также уноса масла из холостых ходах.

- Вибрационные испытания на вибрационном столе для полной оценки механического поведения и надежности в случае возбуждения резонанса.

- Разрывные испытания колес компрессора и турбины для экспериментального доказательства безопасности турбокомпрессора для окружающих. Все фрагменты при разрыве колес должны остаться внутри корпусов.

Фирма MAN B&W в связи с проектированием опытного образца турбокомпрессора с минимальной массой выполнила обширные прочностные расчеты и моделирование, чтобы гарантировать безопасность при разрыве рабочих колес новых турбокомпрессоров TCR [5]. Результаты разрывных испытаний показали хорошее совпадение их с расчетами, и поэтому классификационные общества признали расчеты как доказательство безопасности разрыва.

Разрушенное колесо турбины позволяет сделать определенные выводы для конструирования. В то время как ступица турбины сохраняется почти неповрежденной, каждая лопатка оторвана в корневом сечении. Следовательно, энергия, разрушающая турбинный корпус во время разрывных испытаний, мала и нет необходимости в дополнительных конструктивных элементах, таких как жаровые кольца или крышки.

Эксперименты и расчеты фирмы MAN B&W, связанные с безопасностью разрыва рабочих колес, показали, что важны не только конструкция корпусов, толщины их стенок и материалы, но большое влияние на безопасность оказывает форма соединения корпусов. Так как компрессорное колесо разрушается на несколько кусков, то конструкция вставной части компрессора, и соединение корпусов поглощают большую энергию и предотвращают выход фрагментов за пределы компрессора даже при самом неблагоприятном случае разрушений колеса.

Для обеспечения надежности принимаются соответствующие конструктивные и технологические решения. При работе турбокомпрессора в условиях применения тяжелого топлива колесо радиальной турбины подвергается эрозии от ударяющихся и отскакивающих твердых частиц. Срок службы турбокомпрессоров TPS..D/E/F (фирма «ABB Turbo System») с сопловыми аппаратами, имеющими покрытия при работе с тяжелым топливом, в пять раз больше, чем с сопловыми аппаратами из обычного материала [2]. При работе с высокими температурами на входе существенно уменьшается срок службы деталей из-за эффекта окисления. Поэтому для всех турбокомпрессоров TPS..D/K/F детали со стороны турбины выполнены из нирезиста или с покрытиями. Корпус подшипников этих турбокомпрессоров выполнен единой отливкой с термически оптимизированным узлом подшипников. При высокой температуре на входе корпус подшипника со стороны турбины охлаждается струйками масла или циркулирующей водой. Эта конструкция позволяет держать температуру дизелей низкой в критических зонах как при установившемся режиме работы, так и при внезапной остановке двигателя.

В связи с разработкой новых ступеней компрессора ряда TPS с более высокими степенями повышения давления были выполнены исследования уровня динамических и статических напряжений, связанных с возмущениями, вызываемыми сопловым венцом и пульсациями в системе наддува. По результатам исследований диск колеса турбины был геометрически оптимизирован. Турбинная ступень турбокомпрессора TPS..F допускает степень повышения давления 5,2 со сроком службы 50 000 ч при температуре на входе 680 °C [2].

Для определения амплитудно-частотной характеристики ротор турбокомпрессора TCR был подвергнут испытаниям на горячем стенде с различными вариантами подшипников. Движение ротора определялось с помощью комплексных измерительных методов, что позво-

лило получить устойчивый подшипник с незначительными механическими потерями [5].

Опытный образец турбокомпрессора TCR был подвергнут цикловым испытаниям на горячем стенде фирмы MAN B&W для оценки прочности турбокомпрессора в целом. При этих испытаниях турбокомпрессор был подвергнут 3000 нагрузочных циклов. Один цикл нагрузки состоит из ускорения турбокомпрессора примерно от 12 до 100 % максимальной скорости и замедления до начальной скорости. Максимальная скорость турбокомпрессора поддерживалась в течение двух минут для установления теплового режима. Вслед за цикловыми испытаниями турбокомпрессор был подвергнут 100-часовым испытаниям при максимальных скорости и температуре.

Важным моментом в обеспечении надежности турбокомпрессора является его установка на двигателе. Установка турбокомпрессора на двигателе определяется оптимальной стыковкой выпускного коллектора с турбокомпрессором и удобством обслуживания. Во многих случаях это обычно приводит к установке турбокомпрессора в неблагоприятное, с точки зрения вибраций, положение. Решающим фактором являются распределения масс и жесткостей, а также соотношения плеч центров тяжести двигателя и турбокомпрессора. Вследствие обычно большого расстояния между центрами тяжести двигателя и турбокомпрессора и малой жесткости самого блока многие системы обладают относительно низкими собственными частотами колебаний. В первую очередь для двигателей с большими турбокомпрессорами резонансы самых низких собственных частот зоны. Эти резонансы могут становиться очень сильными, так как возбуждающие силы возрастают с увеличением мощности двигателя.

Турбокомпрессоры должны иметь жесткую конструкцию. С увеличением собственной частоты колебаний турбокомпрессор становится менее чувствителен к вибрациям двигателя, и его работа будет более надежной.

Для расчета частот собственных колебаний по методу конечных элементов необходимо иметь адекватные модели блока двигателя, установки турбокомпрессора, самого турбокомпрессора и также связи между блоком двигателя и фундаментом (жесткость и податливость) [1, 2, 6].

Фирма «ABB Turbo System» разработала новую конструкцию кронштейнов для установки турбокомпрессора, чтобы повысить в целом собственную частоту его колебаний. Одновременно были учтены требования по полной свободе взаимной установки корпусов. Механическая система двигатель—турбокомпрессор в заданном

диапазоне режимов была оптимизирована до низкого уровня вибраций. Расчеты собственных частот и форм колебаний турбокомпрессоров показали, что первая собственная частота, например, нового турбокомпрессора TPL67-C была увеличена на 69 % по сравнению с турбокомпрессором TPL69-A, который устанавливался на двигатель аналогичного назначения.

В качестве примера фирма подробно проанализировала вибрационную ситуацию на 4-тактном шестицилиндровом рядном двигателе с турбокомпрессором TPS [2]. Иллюстрация уменьшения уровня вибраций показана на рис. 16 сравнением результирующих скоростей вибраций турбокомпрессора между мягкой установкой без опоры на стороне турбины и очень жесткой опорой со стороны турбины.

Максимально возможным ужесточением крепления турбокомпрессора можно достичь только первой собственной частоты колебаний блока двигателя. Первая собственная частота колебаний определяется преимущественно массой и жесткостью блока. С компактной и насколько возможной жесткой установкой турбокомпрессора удается поднять самую низкую частоту колебаний до частот выше частоты сгорания (порядок с самым большим возбуждени-

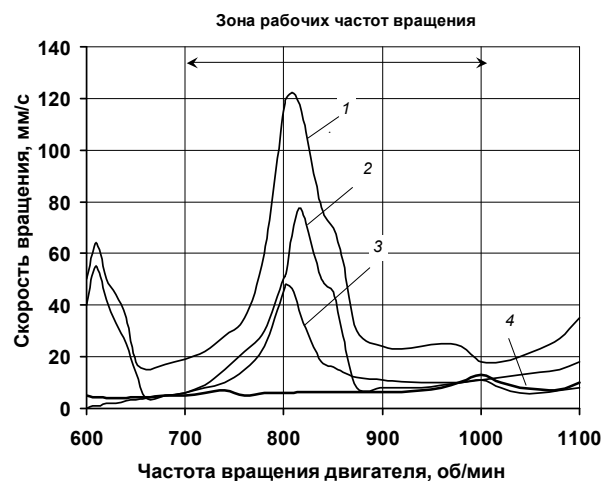


Рис. 16. Скорости вибраций шестицилиндрового рядного двигателя с двумя различными установками турбокомпрессоров:

1, 2, 3 — промежуточные гармоники при мягкой опоре; 4 — жесткая опора

ем). Соответствующий выбор порядка зажигания и заклинки кривошипов коленчатого вала может положительно влиять на промежуточные гармонические возмущения силы от сгорания.

Литература

1. Wunderwald D., Heinrich K. Meeting the requirements of modern diesel and gas engines: the new TPL-C turbocharger generation. Paper № 133, CIMAC 2004, Kyoto.
2. Born H., Meier M., Roduner C. TPS-F: a new series of small turbochargers for highest pressure ratios. Paper № 34. CIMAC 2004, Kyoto.
3. Girsberger R., Feld H.-J., Kudermasch G., Rofka C., Lindblom C. Low noise turbochargers. Paper. № 84. CIMAC 2004, Kyoto.
4. Schmuttermair H., Kjemtrup N. Requirements and results of the first TCA applications. Paper № 128, CIMAC 2004, Kyoto.
5. Kneip S., Bomhorn A. MAN B&W new turbocharger generation TCR — product development and first test results. Paper № 109, CIMAC 2004. Kyoto.

6. Amos D. The continued development of Napier 7 series turbochargers. Paper № 102, CIMAC 2004. Kyoto.
7. Shiraishi K., Imakiire K., Ibaraki S. New generation of large turbochargers. Paper № 273, CIMAC 2004. Kyoto.
8. Ibaraki S., Matsuo T., Shiraishi K., Imakiire K. Design optimization of turbocharger compressor for high pressure turbocharged diesel engine. Paper № 59, CIMAC 2004, Kyoto.
9. Buchmann K., Hill C., Inwanto B. Dynamic stress design issues of radial turbine wheels for compact turbochargers. Paper № 156, CIMAC 2004, Kyoto.
10. Hunziker R., Jacoby P. A new series of small turbocharger for high flow rates and high pressure ratios. CIMAC 2001, Hamburg, Vol. 2. — P. 321–331.