

Гидродинамическая нагруженность роторов центробежных насосов при переходных процессах

77-30569/274914

12, декабрь 2011

Попов Д. Н., Сосновский Н. Г., Сиухин М. В.

УДК 62-52.

МГТУ им. НЭ. Баумана

popov@bmstu.ru

sosn@bmstu.ru

m_s_@mail.ru

Обеспечение надежности и ресурса работы центробежных насосов является одной из актуальных научных задач, к которым относится улучшение вибрационных характеристик насосных агрегатов при требуемых режимах эксплуатации.

В работе [1], посвященной исследованию и расчету вибраций в нефтяных насосах, сделан вывод о том, что вибрации возникают вследствие нарушения согласованности потоков жидкости в подводе и рабочем колесе насоса. При работе насоса с пониженной или с повышенной подачей по отношению к ее значению, которое соответствует оптимальному КПД (оптимальная подача), амплитуда колебаний давления в насосе увеличивается.

Приведенный в работе [2] анализ виброакустических характеристик центробежного насоса показывает, что вибрации могут быть вызваны кавитацией, которая, к тому же, ухудшает напорные характеристики насоса. По этим причинам при создании насосов всегда учитывается требуемый кавитационный запас, что позволяет в качестве основного фактора, влияющего на вибрации в насосном агрегате, рассматривать гидродинамическую нагрузку на ротор центробежного насоса. При этом следует иметь в виду, что гидродинамические процессы могут быть нестационарными [3]. Например, при «потере насосом привода» происходит самоторможение ротора насоса, сопровождающееся изменением расхода жидкости, которая течет в каналах рабочего колеса. Изменение расхода жидкости может происходить и при постоянной частоте вращения ротора насоса, если регулирование насоса выполняется с помощью задвижки. В обоих случаях гидродинамическая нагрузка на ротор насоса будет изменяться. Чтобы рассчитать в указанных условиях гидродинамическую нагрузку на ротор насоса, необходимо предварительно построить физическую и математическую модели исследуемого процесса.

Физическая модель вызывающей вибрации ротора гидродинамической нагрузки была принята в основных своих чертах согласно работе [1]. В этой модели при подаче насоса ниже оптимальной происходит частичный выброс жидкости из рабочего колеса в подвод насоса, а при подаче выше оптимальной рассогласование потоков жидкости перемещается в сторону отвода насоса. Возникающие в насосе вибрации происходят с частотой, определяемой количеством лопастей в рабочем колесе и скоростью его вращения.

Математическая модель построена как в указанной выше работе, но дополнена условием, учитывающим возможную нестационарность подачи насоса при отключении электродвигателя насоса (потеря привода).

За основную причину возникновения гидродинамических возмущений выбрано пересечение каналами рабочего колеса «тени языка», размещенного в подводе насоса. Несмотря на то, что в большинстве опубликованных работ, посвященных снижению вибраций в центробежных насосах, предлагают уменьшать взаимодействие потока с «языком» или лопатками отвода насоса. Применительно к консольным насосам такое утверждение обосновано результатами экспериментальных исследований.

Однако однокамерные насосы с двусторонним входом имеют также «язык» на входе в рабочее колесо. При такой конструкции насоса наибольшая неравномерность потока и наличие обратных токов наблюдаются на входе насоса. В связи с этим можно принять, что возникновение гидродинамических возмущений вызвано взаимодействием потоков жидкости в каналах рабочего колеса с потоком после языка спирального подвода насоса.

В работе [1] с помощью квазиодномерной математической модели течения жидкости получена формула для вычисления силы, вызывающей вибрацию ротора центробежного насоса с двусторонним входом. Эту формулу можно представить в виде

$$P_g = A_1 Q - A_2 Q^2, \quad (1)$$

где P_g – сила, вызывающая вибрацию ротора центробежного насоса, Н;

$$A_1 = \frac{\rho \cos \varphi \sin \beta_{1n} \pi n D_1}{30 K z};$$

$$A_2 = \frac{4 \rho \cos \varphi \sin \beta_{1n} \sin \alpha (ctg \gamma + ctg \beta_{1n})}{K^2 z [\pi l (D + d) - 2 z \delta_1 l]};$$

где Q – подача насоса, м³/с;

ρ – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³;

z – число лопастей у рабочего колеса насоса;

n – частота вращения ротора насоса, 1/с;

D_1 – диаметр входа в насос, м;

$\varphi, \beta_{1л}, \alpha, \gamma$ – углы соответственно;

K – параметр, определяемый конструкцией насоса, $K=2$ – насос со средним расположением рабочего колеса; $K=1$ – консольный насос.

Значения сил, вызывающих вибрацию ротора насосного агрегата, и подачи насоса типа НМ 5000-210 приведены в таблице 1.

Таблица 1

Размерные и безразмерные силы вибрации

Q^*	$P_{л}, Н$	$P_{л}^*$		Q^*	$P_{л}, Н$	$P_{л}^*$
1	1250	1,0		0,4	3250	2,6
0,8	1350	1,08		0,2	4900	3,92
0,6	2550	2,0		0,0	0,00	0,00

$Q^* = Q / Q_{онм}$ – относительное значение подачи насоса;

$P_{л}^* = P_{л} / P_{л.онм}$ – относительное значение силы, вызывающей вибрацию ротора насоса, при

$Q = Q_{онм}$ эта сила равна $P_{л.онм}$.

Таблица 1 показывает, что в случае уменьшения подачи насоса силы, вызывающие вибрацию ротора насоса, возрастают. При подачах насоса, близких к нулю, происходит почти четырехкратное увеличение этих сил, а при нулевой подаче насоса они равны нулю.

Обращаясь к приведенным в таблице результатам расчета, следует учитывать, что все силы были вычислены в предположении работы насоса с постоянной частотой вращения ротора. Регулирование подачи насоса в таком случае осуществляется путем изменения характеристик сети (нагрузки на насос). Необходимо также заметить, что для расчетов по формуле (1) принята квазистационарная модель течения жидкости в насосе. В такой модели не учитываются возможные изменения эпюр скоростей жидкости в насосе и волновые процессы в подключенных к насосу трубопроводах [3].

Несмотря на приведенные выше замечания, рассчитанные значения сил, вызывающих вибрации роторов насосов, заслуживают внимания, так как характер изменения этих сил в зависимости от нагруженности насосов по подаче подтверждаются на практике. А оценки интенсивности вибраций только на основании данных об измерениях виброперемещений и виброскоростей в контрольных точках корпуса насоса могут быть недостаточными. Это объясняется тем, что на результаты измерений существенно влияют массы, жесткости и характеристики демпфирования деталей насоса.

Перечисленные особенности в значениях гидродинамических сил влияют на выбор типа подшипников для опор ротора насоса. Поскольку направление действия гидродинамических сил может меняться и определить его даже в отдельные моменты времени крайне сложно, нагрузку на опоры ротора насоса целесообразно определять по наибольшим амплитудным значениям сил, вызывающих вибрацию. В этих условиях, по-видимому, подшипники жидкостного трения имеют преимущества перед подшипниками качения. Путем выбора конструкции и расчета характеристик подшипников жидкостного трения могут быть достигнуты как требуемая жесткость, так и демпфирование опор ротора насоса.

Расчет сил, вызывающих вибрации при переходных процессах в агрегате с центробежным насосом выполняется в следующей последовательности. Сначала по структурной схеме насосного агрегата с помощью программы для расчета динамических характеристик управляемых технических систем находится переходный процесс, который может быть вызван мгновенным отключением электродвигателя насоса (режим «потери» насосом привода). При этом сначала предполагается, что система сглаживания волн давления (ССВД) не работает, а затем рассчитывается процесс при действующей ССВД, если агрегат снабжен такой системой.

Переменными величинами, определяемыми при расчете, являются: частота вращения ротора насосного агрегата, давление на входе в проточную часть насоса, давление и расход жидкости на выходе из насоса. Результаты расчета приводятся в виде графиков переходных характеристик для указанных выше переменных.

Переходные характеристики позволяют произвести оценку сил, вызывающих вибрации ротора центробежного насоса при нестационарных гидромеханических процессах. С этой целью может быть применен рассмотренный далее метод определения сил, вызывающих в насосе вибрации при переменных во времени значениях скорости вращения его ротора и подачи насоса.

Для численного исследования влияния изменений частоты вращения ротора насоса и подачи насоса на силу, вызывающую вибрации, необходимо знать функции, входящие в уравнение (1) в виде коэффициентов. Их определение с помощью формул, приведенных вместе с уравнением, не возможно без подробных, чертежей насоса. Поэтому, исходя из подобия насосов типа НМ с одной номинальной подачей, требуемые коэффициенты были определены по приведенным в работе [1] графикам зависимостей силы, вызывающей вибрацию в насосе, от его относительной подачи. Такие графики в названной работе даны для всего ряда насосов типа НМ, в том числе для насоса НМ 7000-210. Идентификация коэффициентов была выполнена для насоса НМ 5000-210, так как для него ранее построенная математическая модель имела экспериментальное подтверждение [4]. Затем определялись параметры для нескольких значений относительной подачи насоса НМ 7000-210 при $n=\text{const}$ (табл. 2).

Таблица 2

Результаты идентификации параметров математической модели для вычисления сил,
вызывающих вибрацию ротора насоса НМ 7000-210 при $n=3000$ об/мин

Q^*	B_1	A_1	B_2	A_2	$B_1 Q^*$	$B_2 Q^*$	P_ϵ, H
							2500
0,8	18125	9343	15625	4144	14500	10000	4500
0,7	20357	10493	17857	4337	14250	8750	5500
0,6	23333	12077	20833	5526	14000	7450	6500
0,5	27500	14175	25000	6631	13750	6250	7500
0,4	34792	17934	32292	8565	13917	5167	8750
0,2	65000	33505	62500	16378	13000	2500	10500

Здесь $P_\epsilon = Q_{onm} A_1 Q^* - (Q_{onm}) A_2 (Q^*)^2$; $P_\epsilon = B_1 Q^* - B_2 (Q^*)^2$; $Q^* = Q / Q_{onm}$; $B_1 = Q_{onm} A_1$;

$$B_2 = Q_{onm}^2 A_2^2;$$

Математическая модель для расчета переходных процессов в насосном агрегате представлена в виде структурной схемы [4].

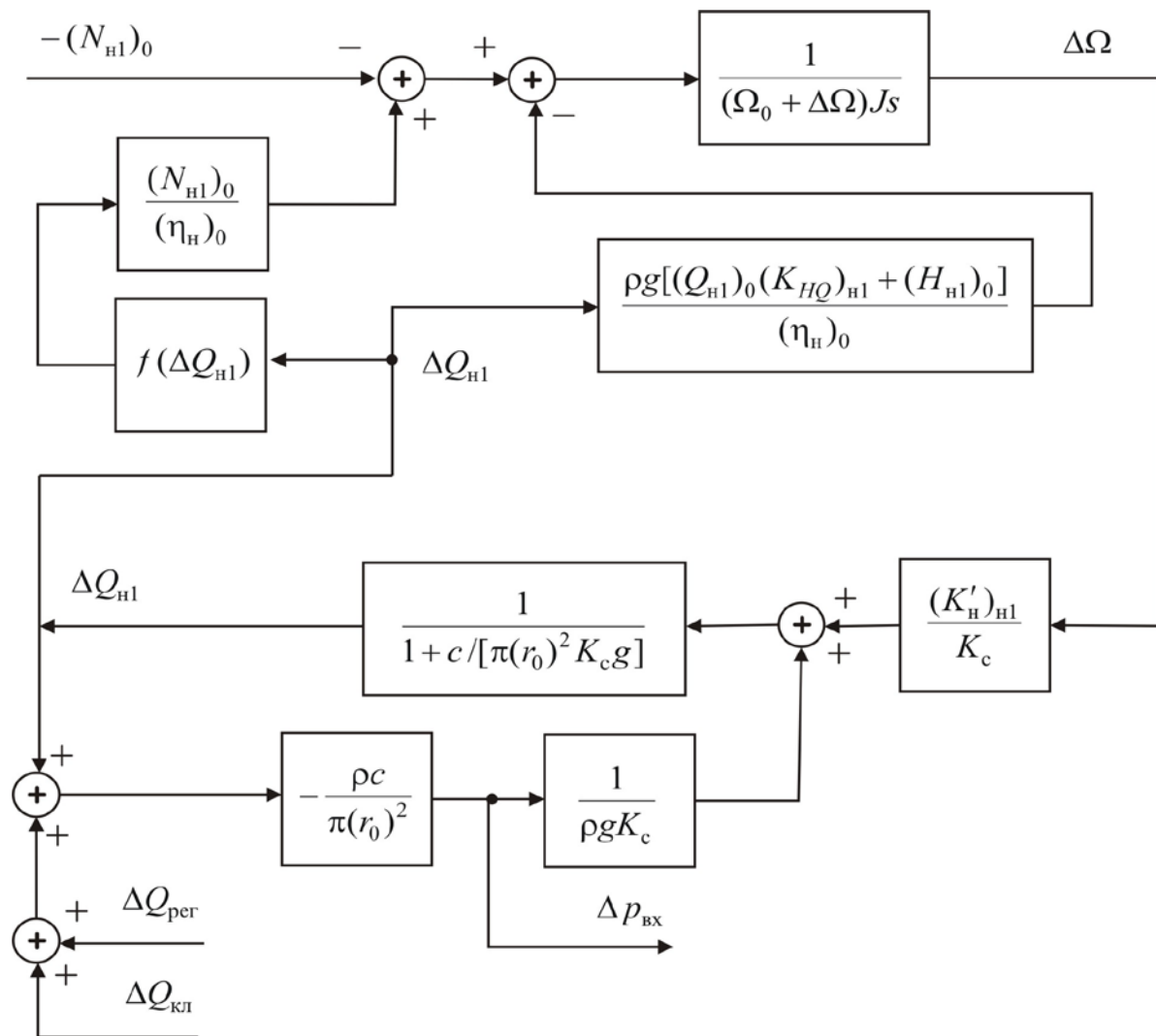


Рис. 1. Структурная схема насосного агрегата

Возмущающим воздействием в данном случае является величина начальной мощности $(N_{h1})_0$, подводимой к насосу до того, как произошло отключение его электродвигателя. Мгновенное отключение электродвигателя представлено ступенчатым (скачком) уменьшением этой мощности от начального значения до нуля. Регулируемой величиной служит Δp_{vx} , а основным управляющим воздействием - изменение расхода ΔQ_{kl} . Незначительное увеличение этого воздействия создает расход $\Delta Q_{рег}$ жидкости (нефти), поступающей в систему сглаживания волн давления (ССВД). Приращение давления на выходе из насоса может быть получено с помощью уравнения:

$$\Delta p_{вых} - \Delta p_{вх} = \rho g \left[(K'_H)_{h1} \Delta \Omega - K_C \Delta Q_{h1} \right],$$

где коэффициент $(K'_H)_{h1}$ определяет изменение напора насоса с отключенным электродвигателем в зависимости от изменения угловой скорости его вала, а коэффициент K_C определяет суммарное отклонение напора насосов в зависимости от отклонения проходящего через них расхода жидкости. Это коэффициенты линейной аппроксимации напорных характеристик насоса.

Переходные процессы при отключении электродвигателя насосного агрегата НМ 7000-210 представлены на рисунке 2. Расчеты выполнены с учетом влияния частоты вращения n ротора насоса на значение коэффициента $B1$. $Q_0 = 1.94 \text{ м}^3/\text{с}$ ($7000 \text{ м}^3/\text{ч}$), $\eta_H = 0,88$; $N_0 = 3800 \text{ кВт}$; $k5 = 3.75 \cdot 10^6$. На том же рисунке приведен график зависимости $P_B = f(Q^*)$, который получен с помощью формулы (1) при постоянном значении частоты вращения n ротора насоса НМ 7000-210 (см. таблицу 2).

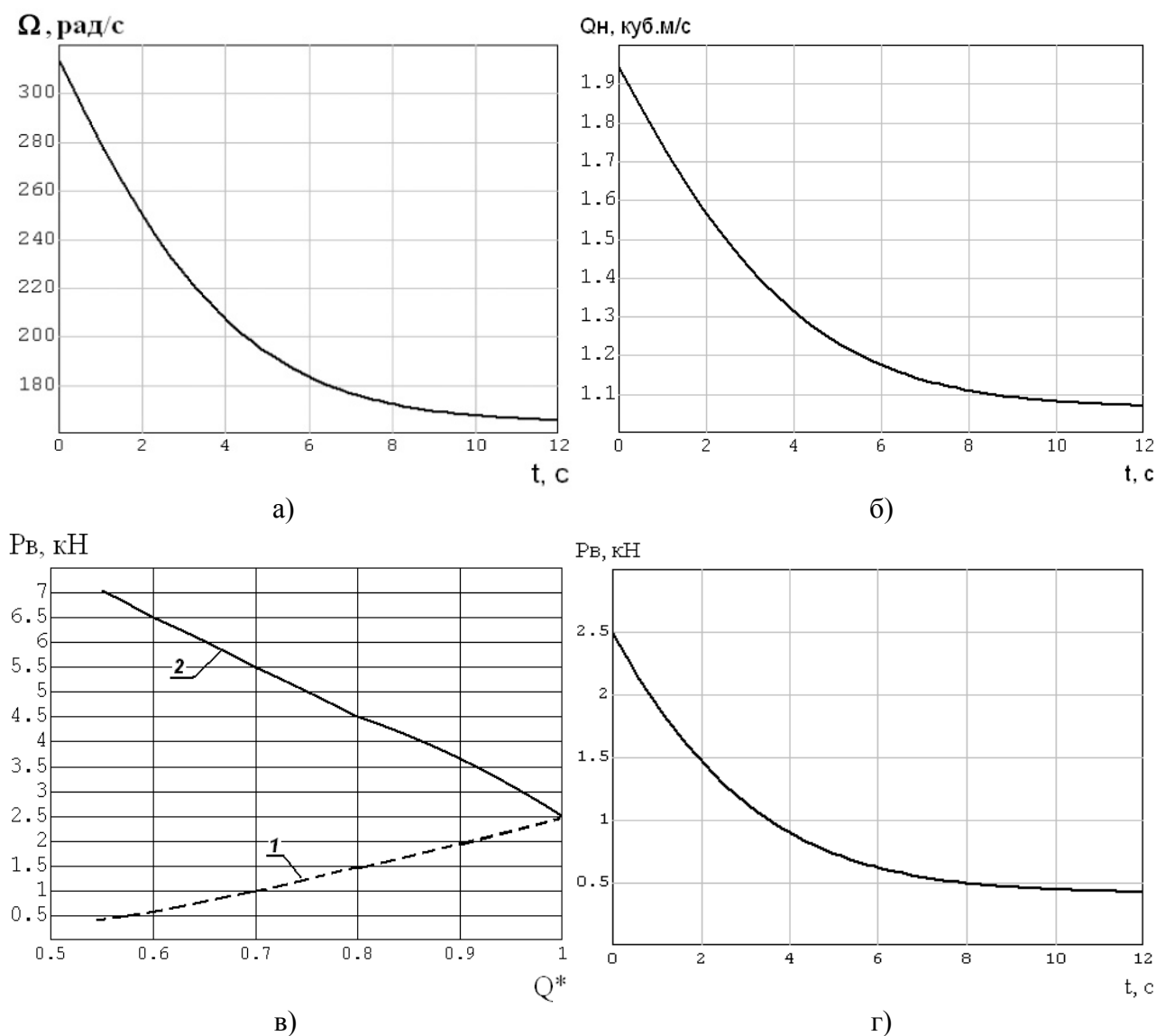


Рис. 2. Переходные процессы и графики зависимости $P_B = f(Q^*)$. Насос НМ7000-210:

- а, б, г - переходные процессы при внезапном отключении электродвигателя насоса;
- в1 - график зависимости $P_B = f(Q^*)$, значения Q^* соответствуют переходному процессу «г»;
- в2 - график зависимости $P_B = f(Q^*)$ - соответствуют таблице 2 при $n = \text{const}$.

Проведенные исследования гидродинамического характера сил, способных вызывать вибрации роторов центробежных насосов типа НМ, позволяют сделать следующие выводы:

1. Рассматриваемые силы значительно увеличиваются в случае уменьшении нагруженности насоса по производительности (подаче) при постоянной частоте вращения ротора насоса. Для насоса типа НМ 7000– 210 указанное увеличение может быть четырехкратным в том случае, если относительная подача насоса снижается до 0,2 своего номинального значения. Вычисленные изменения нагруженности насосов могут иметь место, когда регулирование их подачи осуществляется с помощью задвижек.
2. При переходных процессах, вызванных отключением электродвигателя насоса, в том числе и при нештатных ситуациях с «потерей» насосом привода, происходят изменения во времени частоты вращения ротора насоса, а также его подачи.
Компьютерное моделирование показывает, что во время рассмотренных переходных процессов сила, способная вызвать вибрацию ротора насоса, уменьшается по сравнению с силой, действующей на ротор насоса в начале процесса.
3. При выборе конструкции насоса необходимо обратить внимание на то, что силы, вызывающие в насосе вибрации, неопределенно ориентированы по отношению к ротору насоса. Вследствие этого в значительной мере усложняется реализация эффективной системы демпфирования ротора насоса. Применение в конструкции насоса вместо подшипников качения подшипников жидкостного трения позволяет решить проблему. Расчет подшипников необходимо выполнять по наибольшему значению P_b (см. график 2 на рисунке 2 в).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Перевошиков С.И. Разработка научных основ управления вибрацией гидродинамического происхождения в центробежных насосах магистральных трубопроводов: Дис. ...д-ра техн. наук, Тюмень. 2004. 347 с.
2. Покровский Б.В, Рубинов В.Я. О виброакустическом проявлении кавитации в центробежном насосе// Труды ВНИИ ГИДРОМАШ. Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин. М.: Энергия, 1977.
3. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982. 240 с.
4. Попов Д.Н., Сосновский Н.Г. Структурный метод моделирования на ЭВМ нестационарных процессов в системах с лопастными насосами// Докл. на конференции 4-го Международного форума PCVEXPO'2005 «Насосы. Компрессоры. Арматура».

Hydrodynamic loading of the rotors of centrifugal pumps by step response processes

77-30569/274914

12, December 2011

Popov D.N., Sosnovskii N.G., Siuhin M.V.

Bauman Moscow State Technical University

popov@bmstu.ru

sosn@bmstu.ru

m_s_@mail.ru

Loads on centrifugal pump details change when disbursements of liquid in the “pump – pipes” system change. Mathematical model of the system and calculations indicate possible increase of hydrodynamics forces in the double-entry pump. The results can be used in pump bearings design.

Publications with keywords: [step response process](#), [hydrodynamics forces](#), [centrifugal pump](#)

Publications with words: [step response process](#), [hydrodynamics forces](#), [centrifugal pump](#)

Reference

1. Perevoshchikov S.I., Development of scientific bases of management of vibration of the hydrodynamic origin in centrifugal pumps of main pipelines (Dr.Sci.Tech. dissertation), Tiumen', 2004, 347 p.
2. Pokrovskii B.V, Rubinov V.Ia., Trudy VNII GIDROMASH - VNII GIDROMASH Works. The study, calculation and technology of manufacture of hydraulic machines, Moscow, Energiia, 1977.
3. Popov D.N., Nonstationary hydromechanical processes, Moscow, Mashinostroenie, 1982, 240 p.
4. Popov D.N., Sosnovskii N.G., in: Proc. of the Conference of the 4th International Forum PCVEXPO'2005 «Pumps. Compressors. Valves ».