

УДК 621.65

А.Н. Гулый, канд. техн. наук,

А.А. Поклад

Сумський державний університет

РАЗРАБОТКА ТЕОРИИ ПОДОБИЯ ВЫСОКОБОРОТНЫХ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Запропоновано теорію подібності високооборотних насосів на прикладі насоса типу ЦНС. Найбільш широко розглядаються питання геометричної та динамічної подібності, залежність міцності та динаміки від масштабу та зміни частоти обертання. Зроблено висновки про те, що зміна розмірів секційних насосів з однаковим напором шляхом масштабування не порушує умов міцності, і що з підвищенням частоти обертання подібних насосів типу ЦНС синхронно зростатиме також перша власна частота поперечних коливань.

Similarity theory for high-speed pumps by way of example of ЦНС type pumps is presented in this article. Problems of geometrical and dynamical similarity, strength and dynamics dependence on scale and rotational speed variation are widely considered. It was concluded that dimension scaling variation of sectional pumps with equal head will not violate strength conditions and that the first natural frequency will synchronously grow with rotational speed growth in similar ЦНС type pumps.

Введение

Выбор оптимальной частоты вращения насосного агрегата не может быть выполнен без сравнения насосов на заданные одинаковые напор и подачу, но с разной частотой вращения. Для повышения скорости и качества такой работы она должна быть упорядочена, поэтому на базе общей теории подобия лопастных насосов была разработана теория подобия высокооборотных насосов типа ЦНС, объединенных общей конструкцией.

В качестве основного критерия подобия был принят коэффициент быстроходности n_s . При равных n_s насосы будут подобны с точки зрения геометрии проточной части, кинематики и динамики рабочего процесса. Самое важное, что в первом приближении такие насосы будут подобны в плане потерь и кпд. Интересно сравнить основные параметры насосов с одинаковым n_s и с равными главными параметрами — подачей и напором, но с разной частотой вращения ротора. Такие насосы и будем называть подобными. Такая теория подобия может существовать только для многоступенчатых насосов, поскольку обеспечить одинаковый (или близкий) коэффициент быстроходности при равных параметрах можно только за счет варьирования числа ступеней.

Итак, первый и самый простой результат — зависимость числа ступеней от частоты вращения. Из известной формулы [1]

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{0,75}} \quad (1)$$

получаем следующую зависимость числа ступеней от частоты вращения:

$$i = \frac{\sqrt[3]{n_s^4 \cdot H}}{5,62 \cdot \sqrt[3]{n^4 \cdot Q^2}} \quad (2)$$

Таким образом, число ступеней подобных центробежных многоступенчатых насосов уменьшается быстрее, чем растет частота вращения.

Однако существует ряд вопросов, которые необходимо решить, прежде чем можно будет использовать данную теорию подобия как простой инструмент оптимального конструирования высокооборотных насосов. Именно эти вопросы и ответы на них рассмотрим ниже.

Геометрическое подобие

Найдем теоретическую зависимость размеров проточной части подобных насосов типа ЦНС от частоты вращения, используя одну из формул подобия [1]:

$$Q_H = Q_M \frac{n_H}{n_M} \left(\frac{D_H}{D_M}\right)^3 \quad (3)$$

где Q_H, Q_M — подача натурального и модельного колёс соответственно, m^3/c ; n_H, n_M — частота вращения натурального и модельного колёс соответственно, *об/мин*; D_H, D_M — внешний диаметр натурального и модельного колёс соответственно, *м*.

Поскольку подача насоса в нашем случае есть величина постоянная и сохраняется геометрическое подобие проточной части, можно записать [1]

$$D = D_M \cdot \left(\frac{n_M}{n}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

Это и есть зависимость линейного размера от частоты вращения в первом приближении. Геометрическое подобие может нарушаться некоторыми конструктивными и технологическими факторами, например, изменением втулочного отношения и коэффициента стеснения потока на входе из-за невозможности масштабного изменения диаметра вала и толщины лопастей. Влияние этих и им подобных факторов оценим ниже.

Расчеты на прочность

Проверку наиболее нагруженных узлов секционного насоса при изменении масштабного фактора можно выполнить, не прибегая к полным расчетам. Например, о прочности корпусных деталей, находящихся под внутренним давлением, вполне можно судить по напряженному состоянию элементов, из которых состоит конструкция корпусов секций и крышек — цилиндра с внутренним давлением. Детали типа крышки в насосных агрегатах имеют заведомо высокий коэффициент запаса прочности, поэтому в проверке не нуждаются.

Расчеты на прочность цилиндрических стенок

За счет действия сил гидростатического давления на торцовые стенки, вне зависимости от их конфигурации, стенки цилиндра будут растянуты силой.

Напряжения в поперечном сечении стенки будут равны [2]:

$$\sigma_t = \frac{p \cdot R}{h}, \quad (5)$$

где p — давление жидкости в цилиндре; R — радиус цилиндра; h — толщина стенки цилиндра.

Напряжения в продольном сечении стенки [2]:

$$\sigma_m = \frac{p \cdot R}{2 \cdot h}. \quad (6)$$

Аналогично напряжениям в продольном сечении, напряжения в поперечном сечении при заданном давлении также определяются только отношением диаметра к толщине стенки и не зависят от размеров.

Расчеты на прочность шпилек

Напряженным элементом являются также шпильки, стягивающие крышки и расположенные между ними секции. Обтяжка шпилек выполняется таким образом, чтобы создаваемое ими осевое усилие превосходило осевое усилие от гидростатического давления с определенным коэффициентом запаса, поэтому результирующие силы и напряжения растяжения шпилек будут пропорциональны силам и напряжениям, вычисленным от действия гидростатического давления.

Указанные силы определяются выражением [2]:

$$R_i = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}{4} \cdot \Delta p, \quad (7)$$

где $d_{\text{ш}}$ — средний диаметр вала, m .

Усилие затяжки пропорционально давлению жидкости [2]:

$$R_d = k_r \cdot R_i, \quad (8)$$

где R_d — усилие затяжки, H ; k_r — коэффициент затяжки.

Площадь шпильки зависит от усилия затяжки, количества шпилек и допустимого напряжения [2]:

$$f = \frac{R_d}{z \cdot [\sigma_p]}. \quad (9)$$

Диаметр шпильки [2]

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}}. \quad (10)$$

Следовательно,

$$d_{\text{ш}} = \sqrt{\frac{k_r \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot \Delta p}{z \cdot [\sigma_p]}}. \quad (11)$$

Растягивающие напряжения в поперечном сечении шпильки будут равны.

Эти напряжения определяются отношением диаметра насоса к диаметру шпильки и не зависят от величины геометрических размеров.

Расчеты на прочность вала

Во время работы вал насоса подвергается действию крутящего момента, осевой сжимающей нагрузки, которая действует на верхний торец вала, и радиальной нагрузки. Радиальная нагрузка на вал вызвана насосным расположением валов секции насоса и протектора и возможностью неточного изготовления шлицевого соединения. Напряжения от крутящего момента заведомо больше, поэтому прочность вала будем оценивать по ним.

Средний диаметр вала [2]:

$$d_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{крmax}}}{0,2 \cdot \tau_{\text{кр}}}. \quad (12)$$

Максимальный крутящий момент [2]:

$$M_{\text{крmax}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega}, \quad (13)$$

где N_{max} — приводная мощность двигателя, $Вт$; ω — угловая скорость, c^{-1} .

Тогда

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}. \quad (14)$$

Значит

$$M_{\text{крmax}} = \frac{30 \cdot N_{\text{max}}}{\omega \cdot \pi \cdot n}, \quad (15)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{32}. \quad (16)$$

Напряжение кручения [2]

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{крmax}}}{W_p}. \quad (17)$$

Отношение касательных напряжений в валах натурального и модельного насосов при одинаковой мощности:

$$\frac{\tau}{\tau_M} = \frac{M/W_p}{M/W_{pM}} = \frac{30 \cdot N / \pi \cdot n}{\pi \cdot d^3 / 32} \bigg/ \frac{30 \cdot N / \pi \cdot n_M}{\pi \cdot d_M^3 / 32}$$

$$\frac{\tau}{\tau_M} = \frac{d^3 \cdot n}{d_M^3 \cdot n_M}. \quad (18)$$

Из выражения для подобных насосов (4)

$$\frac{\tau}{\tau_M} = \frac{d_M^3 \cdot \frac{n_M}{n} \cdot n}{d_M^3 \cdot n_M} = 1. \quad (19)$$

В подобных насосах типа ЦНС при масштабировании геометрических размеров валы оказываются равнонапряженными.

Приведенные выкладки показывают, что все виды напряжений в геометрически подобных секционных насосах, связанные с действием сил гидростатического давления, не зависят от масштабного фактора. Таким образом, изменение размеров секционных насосов с одинаковым напором путем масштабирования не нарушит условий прочности.

Динамическое подобие

Динамические расчеты насосов типа ЦНС традиционно состоят из определения отстройки от «критических частот», в качестве которых принимаются собственные частоты поперечных колебаний ротора с учетом влияния радиальной жесткости шелевых уплотнений. Поскольку эти насосы имеют большое число ступеней и, соответственно, длинный вал, в практических конструкциях собственные частоты определяются именно жесткостью уплотнений. При этом колебания по первой собственной форме близки к синхронным колебаниям отдельных ступеней насоса, что делает возможным в первом приближении провести оценку влияния на динамику масштабного моделирования подобных насосов на одномассовой модели, состоящей из фрагмента ротора (одна ступень) с массой m . Она может совершать свободные радиальные колебания за счет упругой связи со статором в виде суммарной радиальной жесткости переднего и межступенного уплотнений k (рис.1). Расчет жесткости уплотнений будем производить по следующей методике [3].

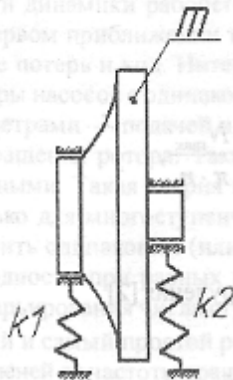


Рис. 1. Ступень насоса как одномассовая колебательная система.

Собственная частота такой одномассовой колебательной системы определяется как [3]:

$$\omega_0 = \left(\frac{k}{m} \right)^{0,5}. \quad (20)$$

Масса роторной части ступени m пропорциональна кубу ее геометрического размера:

$$m \approx D^3, \quad (21)$$

$$D = D_M \cdot \left(\frac{n_M}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \Rightarrow m \approx \frac{1}{n}. \quad (22)$$

Тогда

$$m = \frac{m_M \cdot n_M}{n}, \quad (23)$$

Согласно формулам для расчета жесткости уплотнений [3] в первом приближении она пропорциональна величине геометрического размера уплотнения и перепаду давлений на нем:

$$k \approx D \cdot \Delta P. \quad (24)$$

В насосах с одинаковым напором этот перепад обратно пропорционален числу ступеней, поскольку общий напор насоса пропорционально распределен по всем его ступеням. Учитывая также (2), получим зависимость перепада давления на уплотнениях от частоты вращения:

$$\Delta P \approx i^{-1} \approx n^{\frac{4}{3}}. \quad (25)$$

Получаем

$$k = n, \text{ или } k = k_M \cdot \frac{n}{n_M}. \quad (26)$$

Обобщая (20), (23) и (26) получим выражение для отношения собственных частот подобных насосов:

$$\frac{\omega_0}{\omega_{0M}} = \frac{n}{n_M}. \quad (27)$$

Это означает, что с повышением частоты вращения подобных насосов типа ЦНС, синхронно будет расти также первая собственная частота поперечных колебаний. Запас относительной отстройки частоты вращения от собственной остается постоянным, чем обеспечивается эквивалентность динамических характеристик подобных насосов.

Выводы

Исследовано влияние частоты вращения на массогабаритные показатели насосных агрегатов различных типов, введено понятие подобных насосов типа ЦНС, разработана теория подобия высокооборотных насосов типа ЦНС, доказана эквивалентность подобных насосов с различной частотой вращения по динамике и прочности. Перспективными являются дальнейшие исследования по данной теме, а именно, изучение кавитации в насосах с увеличением частоты вращения.

Литература

1. Михайлов, А.К., Малошенко, В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. — М.: Машиностроение, 1977. — 288 с.
2. Ануриев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. — Т. 3. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1978. — 559 с.
3. Марцинковский, В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. — М.: Машиностроение, 1970. — 200 с.

Надійшла 28.09.2011 р.