

УДК 62-82-541.42

## **Анализ влияния кавитационных характеристик существующих насосов при эксплуатации гидроприводов различных машин**

Каверзина А.С., Минеев А.В.

Авторами данной работы рассмотрены и определены причины влияния вязкости жидкости, скорости парообразования и диффузии растворенного в жидкости газа. Приведены и обоснованы основные технические параметры, влияющие на эксплуатационные характеристики насосов данной модификации в условиях вязкой жидкости. Выделен и представлен метод определения допустимой вакуумметрической высоты всасывания, для рассматриваемого объемного насоса определено, что кавитационная характеристика может быть двух видов. Рассмотрены графики кавитационных характеристик насосов различных модификаций, определены режимы работы данных механизмов при эксплуатации на минеральных маслах. Для того чтобы объективно оценить результаты испытания шестеренных насосов, рассмотрены количественные выражения кавитации. Для определения допустимой вакуумметрической высоты всасывания целесообразно ввести понятие количественной оценки развития кавитации в насосе, которая характеризуется уменьшением подачи на определенную величину.

*Ключевые слова:* вакуумметрическая высота всасывания, объемная скорость роста, кавитационная характеристика насоса, анализ кавитационных характеристик существующих насосов, объемные потери насоса, предельная скорость вращения насоса.

## **Analyzing the effect of cavitation characteristics of existing pumps in various hydraulic machines in operation**

Kaverzina A.S., Mineev A.V.

The paper reviews and identifies the reasons of fluid viscosity effect, evaporation rate and diffusion of gas dissolved in the fluid. The main specifications affecting the performance of the pumps of this modification under the conditions of a viscous liquid are given. The technique of determining the permissible vacuum gage suction lift is presented. Cavitation characteristic for positive displacement pump under consideration is known to be of two types. Cavitation characteristics graphs for various pump modifications are considered. Operational modes of these mechanisms using mineral oil are specified. In order to reasonably evaluate the results of gear pump tests, cavitation quantifications are presented. To determine a reasonable vacuum gage suction lift, the concept of quantitative evaluation of pump cavitation, characterized by decreasing flow to a certain value, is introduced.

*Keywords:* vacuum gage suction lift, volume growth rate, pump cavitation characteristics, the analysis of cavitation characteristics of existing pumps, volumetric pump losses, the pump speed limit.

### **Введение**

Для определения допустимой вакуумметрической высоты всасывания дано обоснование о целесообразности введения понятия количественной оценки развития кавитации в насосе, которое характеризуется уменьшением подачи на определенную величину. Количественная оценка приведена для двух модификаций: НШ-10 и НШ-46, наиболее часто применяемых при эксплуатации гидроприводов.

### **Определение кавитационной характеристики шестеренных насосов**

Одним из самых надежных методов определения допустимой вакуумметрической высоты всасывания насоса является снятие кавитационной характеристики.

По этому методу появление кавитации устанавливается началом снижения подачи ниже значения, отвечающего условию бескавитационной работы. Для объемного насоса

кавитационная характеристика может быть двух видов:

1. зависимость подачи и мощности от числа оборотов при постоянном напоре насоса и постоянной вакууметрической высоте всасывания;
2. зависимость подачи и мощности от вакууметрической высоты всасывания при постоянном числе оборотов и постоянном напоре насоса.

Кавитационная характеристика первого вида (рис. 1) позволяет определить предельную скорость вращения насоса, начиная с которой подача уменьшается вследствие кавитации. В диапазоне скорости вращения насоса ниже предельной ее увеличение согласно уравнению (1) ведет к увеличению подачи.

$$Q = 2\pi b n m^2 (z + \sin^2 \alpha_o) \eta_o 10^{-6}, \text{ л/мин} \quad (1)$$

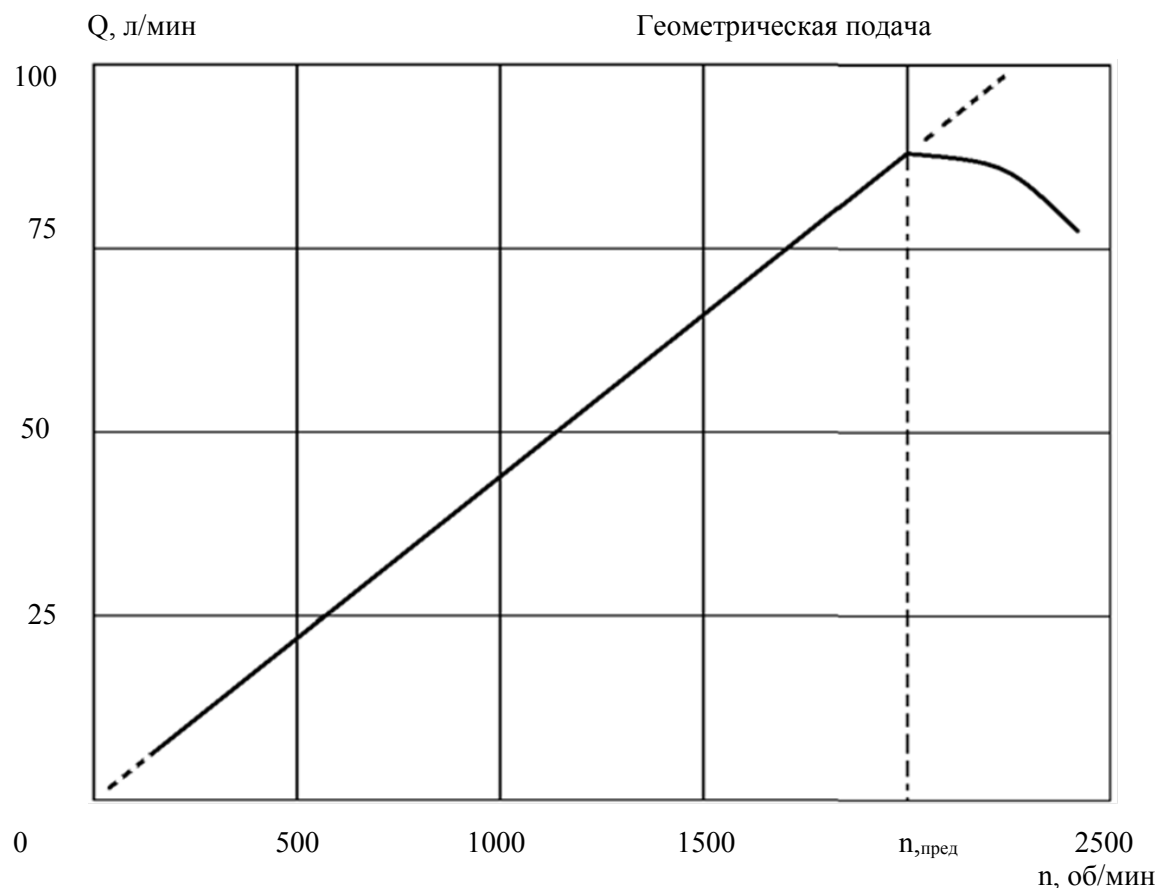


Рис. 1. Кавитационная характеристика насоса НШ -46 вида  $Q_n - n_n$

где  $b$  – ширина шестерен;  
 $n$  – скорость вращения приводного вала насоса;

$m$  – модуль зубчатого зацепления;

$\eta_o$  – объемный КПД насоса.

На этом участке характеристики подачи насоса увеличивается несколько быстрее, чем скорость вращения в связи с повышением объемного КПД насоса при увеличении его подачи.

Объемные потери насоса с увеличением скорости вращения относительно уменьшаются, так как их абсолютная величина остается примерно постоянной. Это объясняется тем, что скорость перетекания жидкости через зазоры значительно больше скорости вращения зубчатых колес и зависит, в основном, от напора, а не от скорости и расхода.

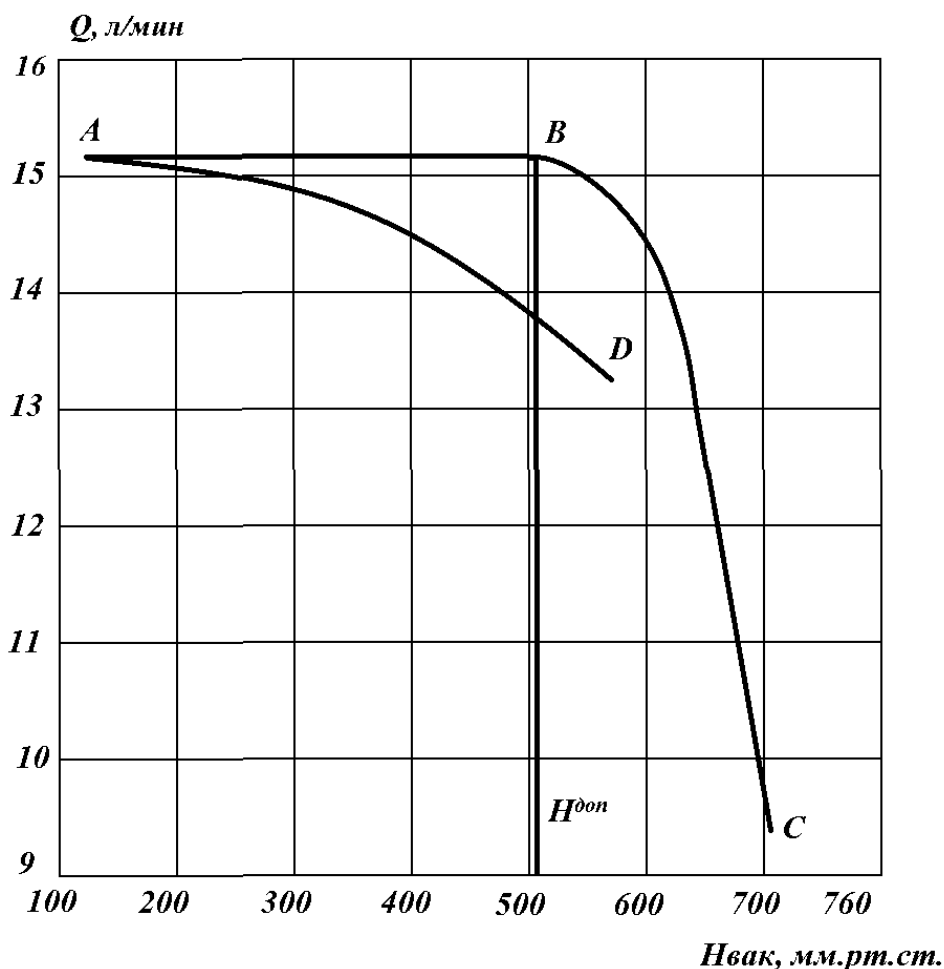


Рис. 2. Кавитационная характеристика насоса НШ-10:  
ABC- экспериментальная; AD – расчетная.

Начиная с некоторого критического значения скорости, происходит уменьшение подачи насоса в результате недозаполнения межзубовых пространств зубчатых колес.

Причинами недозаполнения могут быть:

- недостаточное время нахождения межзубового пространства в области камеры всасывания, вследствие чего вязкая жидкость не успевает его заполнить;
- недостаточный запас энергии у входа в насос, чтобы преодолеть гидравлическое сопротивление камеры всасывания и действие центробежной силы инерции.

Кавитационная характеристика второго вида (рис. 2) позволяет непосредственно определить допустимую вакууметрическую высоту всасывания насоса. Характеристика этого

вида имеет горизонтальный участок АВ, на котором подача не зависит от вакууметрической высоты всасывания. Это показывает, что при данных условиях работы насоса не происходит выделения из жидкости растворенного в ней воздуха, и что срыв подачи происходит в результате образования паров жидкости.

Участок ВС относится к срывной части кавитационной характеристики.

На этом же графике нанесены значения истинного давления насыщения пара ( $p_{НП}$ ), центробежной силы инерции жидкости ( $p_{J}$ ), гидравлических потерь в камере всасывания и потерь в зубьях.

Минеральные масла, на которых работают рассматриваемые шестеренные насосы, являются смесями различных углеводородов, каж-

дый из которых имеет собственное значение давления парообразования. Поэтому снижение подачи по кавитационной характеристике происходит сравнительно плавно. При перекачивании такой жидкости как вода срыв подачи произошел бы более резко.

Приведенная кавитационная характеристика получена при работе насоса на относительно вязкой жидкости, на срывном участке которой можно весьма точно определить точку начала кавитации ( $B$ ), а также потери в зубьях. С уменьшением вязкости в результате повышения температуры жидкости или уменьшения скорости вращения насоса кавитационная характеристика становится пологой: границы участков  $AB$  и  $BC$  – нечеткими. В данном случае определить величину допустимой вакууметрической высоты всасывания весьма трудно. Поэтому для определения допустимой вакууметрической высоты всасывания целесообразно ввести понятие количественной оценки развития кавитации в насосе, которое характеризуется уменьшением подачи на определенную величину. В следующей главе рассматривается количественное выражение развития кавитации, для того чтобы оценить результаты испытания шестеренных насосов.

В гидроприводе принято рассматривать не абсолютную величину удельной энергии жидкости у входа в насос  $E$ , а ее избыток над энергией, соответствующей давлению насыщения пара жидкости

$$\Delta h = E - \frac{p_{\text{нп}}}{\gamma} = \frac{p_{\text{в}}}{\gamma} + \frac{V_{\text{в}}^2}{2g} - \frac{p_{\text{нп}}}{\gamma}, \quad (2)$$

где  $p_{\text{в}}$  – абсолютное давление у входа в насос;

$p_{\text{нп}}$  – давление насыщенного пара;

$V_{\text{в}}$  – скорость движение жидкости во входном канале насоса.

Для того, чтобы не возникла кавитация, величина избытка энергии у входа в насос должна быть достаточной для преодоления гидравлического сопротивления камеры всасывания, давления от центробежных сил инер-

ции жидкости, находящейся в межзубовом пространстве и инерции жидкости, обусловленной ускорением ее движения в камере всасывания.

Величина  $\Delta h$  называется кавитационным запасом. Кавитация возникает при некотором значении кавитационного запаса, величина которого зависит от конструкции насоса, режима работы и физических свойств жидкости.

Критическое значение кавитационного запаса  $\Delta h_{\text{кр}}$  определяется по уравнению (2) при давлении у входа в насос равном его допустимому значению, величина которого находится по кавитационной характеристике.

### Заключение

На основании проведенных исследований определена кавитационная характеристика, которая для объемного насоса может быть двух видов.

Определены и обозначены технические возможности каждой из них с точки зрения эксплуатации и характеристик применяемых насосов (НШ-46, НШ-10). Рассмотрены вопросы влияния минеральных масел, на которых работают рассматриваемые шестеренные насосы, определена принципиальная и существенная разница в случае перекачивания такой жидкости, как вода.

Поскольку с уменьшением вязкости жидкости в результате повышения температуры жидкости или уменьшения скорости вращения насоса кавитационная характеристика становится пологой.

Для определения допустимой вакууметрической высоты всасывания целесообразно ввести понятие количественной оценки развития кавитации в насосе, которая характеризуется уменьшением подачи на определенную величину.

Количественное выражение развития кавитации – это вопрос дальнейшего исследования для оценки результатов испытаний шестеренных насосов.

**Литература**

1. *Каверзина А.С.* Повышение работоспособности гидравлического привода улучшением всасывающей способности насосов. Дисс. канд. тех. наук.: – Красноярск, Изд-во Красн. техн. ун-та, 2004. – 139 с.
2. *Лепешкин А.В., Михайлин А.А.* Гидравлические и пневматические системы. – М.: Академия, 2004. – 336с.
3. *Орлов Ю.М.* Объемные гидравлические машины: конструкция, проектирование, расчет. – М.: Машиностроение, 2006. – 223 с.

**References**

1. *Kaverzina A.S.* Povyshenie rabotosposobnosti gidravlicheskogo privoda uluchsheniem vsasyvajushhej sposobnosti nasosov. Diss. kand. teh. nauk.[Increase efficiency hydraulic drive improved suction capacity of the pump] – Krasnojarsk, Izd-vo Krasn. tehn. un-ta, 2004. – 139 p.
2. *Lepeshkin A.V., Mihajlin A.A.* Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy [Hydraulic and pneumatic systems]. – Moscow: Akademiya, 2004. – 336 p.
3. *Orlov Ju.M.* Ob#emnye gidravlicheskie mashiny: konstrukcija, proektirovanie, raschet [Volumetric hydraulic machines: construction, design, calculation]. – Moscow: Mashinostroenie, 2006. – 223p.

**Статья поступила в редакцию 2 марта 2015 г.**

---

*Минеев Александр Васильевич* – доктор технических наук, зав. кафедрой «Бурение нефтяных и газовых скважин», Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, Россия. E-mail: mineev\_bngs.krsk@mail.ru

*Каверзина Анна Сергеевна* – кандидат технических наук, доцент кафедры «Технологические машины и оборудование», Сибирский федеральный университет, г. Красноярск, Россия. E-mail: kas\_05@mail.ru

---

*Mineev Alexander Vasilievich* – Professor, doctor of technical sciences, head. the Department of Drilling oil and gas wells, Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia. E-mail: mineev\_bngs.krsk@mail.ru

*Kaverzina Anna Sergeevna* – Ph.D., Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia. E-mail: kas\_05@mail.ru