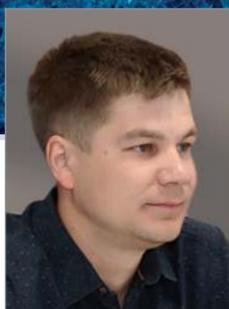
**СЕРГЕЙ ПЕЩЕРЕНКО**

Старший научный сотрудник
ИТЦ АО «Нововет-Пермь»,
д.ф.м.н.

**АНДРЕЙ БАШКИРОВ**

Инженер-исследователь ИТЦ
АО «Нововет-Пермь»

**ИГОРЬ КОЗЛОВ**

Инженер-исследователь ИТЦ
АО «Нововет-Пермь»

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ МАСШТАБИРОВАННЫХ СТУПЕНЕЙ НЕФТЯНЫХ НАСОСОВ

Введение

Одним из наиболее популярных механизированных способов добычи нефти является добыча с помощью УЭЦН, поэтому актуален вопрос повышения эффективности этого вида оборудования. Под эффективностью подразумевается увеличение коэффициента полезного действия (КПД) и напорности ступени в заданном габаритном размере.

Существует множество методов и методик проектирования ступеней, которые описаны в трудах [1,2]. Одним из них является проектирование с помощью теории подобия. Используя ее представления для лопастных насосов, появляется возможность на основе спроектированной ступени с наилучшими рабочими характеристиками масштабировать ступень в требуемый габаритный размер. На практике этот прием обеспечивает напорно-расходные характеристики масштабированных ступеней, близкие с получаемыми путем пересчета характеристиками исходных ступеней по критериям подобия, не учитывающими вязкость жидкости. Однако КПД масштабированных ступеней, получаемых пересчетом с больших габаритов на меньшие габариты, всегда ниже, чем исходных. Причиной этого явления может быть шероховатость проточных каналов, утечки и дисковое трение. Целью данной работы стала количественная оценка влияния перечисленных факторов на КПД масштабированных ступеней и поиск физического процесса, позволившего уменьшить, а, возможно, и компенсировать потерю КПД при таком масштабировании.

Объект, методики и план исследований

В качестве исходной ступени использовали серийную ступень компании АО «Нововет-Пермь» ЭЦН7А-500, имеющую наивысший показатель КПД, которая изготавливается методом порошковой металлургии и имеет среднеарифметическую шероховатость поверхности проточных каналов 12,8 мкм. Изменив ее геометрические размеры с помощью метода масштабирования, получили геометрически подобные ступени: ЭЦН3-90, ЭЦН5-140 и ЭЦН5А-200. Используя метод численного гидродинамического моделирования в программном комплексе ANSYS [3], были вычислены их рабочие характеристики с гладкими стенками проточных каналов и сопоставлены с экспериментальными данными.

Измерение рабочих характеристик проводили на сертифицированных стендах АО Нововет-Пермь на секциях, состоящих более чем из 50 ступеней. В качестве рабочей жидкости использовали воду.

Анализ результатов расчетов проводили на основе метода размерности и подобия, причем не в пределах области автомодельности [2] (как

это принято в практике анализа характеристик динамических насосов, когда вязкость не учитывается), а в общей постановке, учитывая вязкость и шероховатости поверхности проточных каналов.

Был принят следующий план исследований:

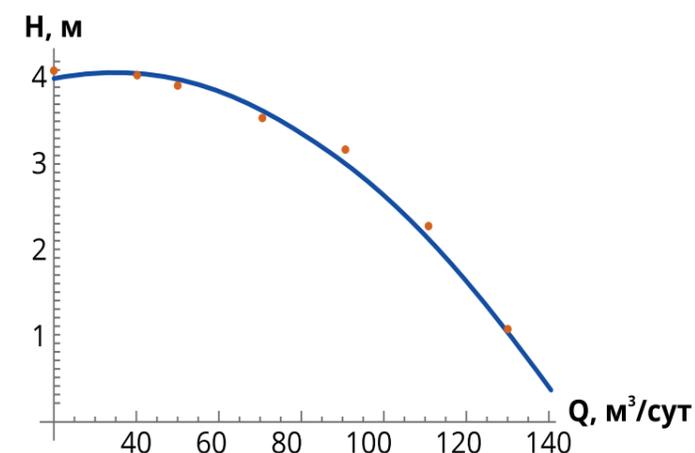
1. Вычисляли напорно-расходные характеристики и гидравлический КПД ступеней во всем диапазоне подач на частоте вращения вала 3000 об/мин при отсутствии шероховатости в проточной полости. Результаты расчета сравнивали с экспериментальными данными.
2. На оптимальной подаче и при той же частоте вращения вала вычисляли рабочие характеристики ступеней с шероховатыми стенками проточных каналов и по полуэмпирическим методикам оценили влияние дискового трения и утечек на величину КПД ступеней.
3. Методами подобия определили комплекс факторов, которые вместе с шероховатостью и вязкостью влияют на рабочие характеристики ступеней, и провели CFD расчеты для проверки сделанных выводов.

Расчет характеристик ступеней с гладкими проточными каналами

Ступени ЭЦН7А-500, ЭЦН3-90, ЭЦН5-140 и ЭЦН5А-200 изготавливаются по технологии порошковой металлургии, которая обеспечивает среднюю шероховатость не более 12,8 мкм, которая, в свою очередь, много меньше ширины проточных каналов ступеней, равной 8–14 мм. Поэтому в первой серии расчетов шероховатость не учитывали.

Из зависимостей напора от подачи видно, что отклонений напорно-расходной характеристики масштабированной ступени (красные точки) от каталожных значений (сплошная синяя линия) практически нет. Типичный пример приведен на рис. 1.

Рис. 1. Сравнение вычисленной зависимости $H(Q)$ для ступени насоса ЭЦН3-90 с результатами испытаний (сплошная линия)



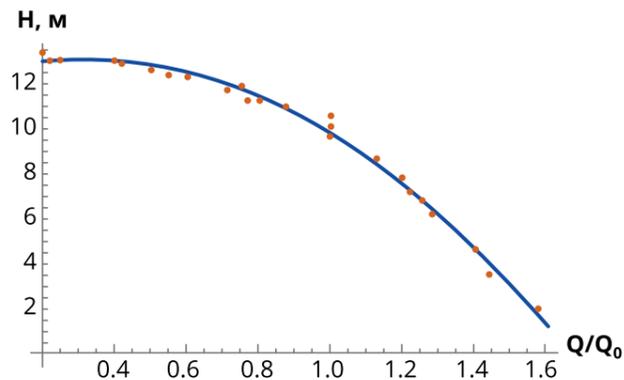


Рис. 2. Зависимости $H(Q)$ всех ступеней, пересчитанные на 7А габарит

Полученные напорно-расходные характеристики методами подобия пересчитали на 7А габарит (красные точки на рис. 2), где по оси абсцисс – подача относительно оптимальной, по оси ординат – развиваемый ступенью напор. Видно, что полученные результаты масштабированных ступеней практически совпадают с результатами, полученными при расчете исходной ступени (синяя линия).

При пересчете использовали критерии подобия для автомодельной области, где напор изменяется пропорционально D_2^2 , а подача пропорционально D_2^3 [1], D_2 – диаметр РК. Поскольку в расчетах не учитывали утечки и механическое трение, то вычисляли не полный, а гидравлический КПД. Зависимости гидравлического КПД от подачи для полученных ступеней представлены на рис. 3, где красные точки – значения гидравлического КПД, синяя линия – тенденция изменения КПД от подачи. Видно, что полученные точки находятся близки линии тренда.

В свою очередь, при подобном пересчете зависимостей КПД, полученных в ходе экспериментов различных ступеней на один габарит, видно, что линии не накладываются друг на друга, также отличаются максимальные значения КПД, что наглядно видно из рис. 4. Данное различие между значениями КПД

Рис. 4. Зависимость КПД от относительной подачи при стендовых испытаниях

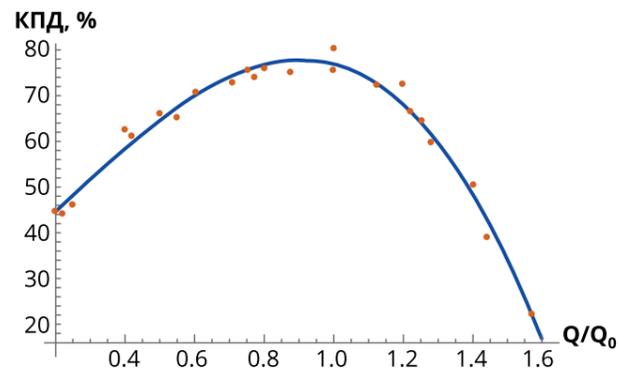
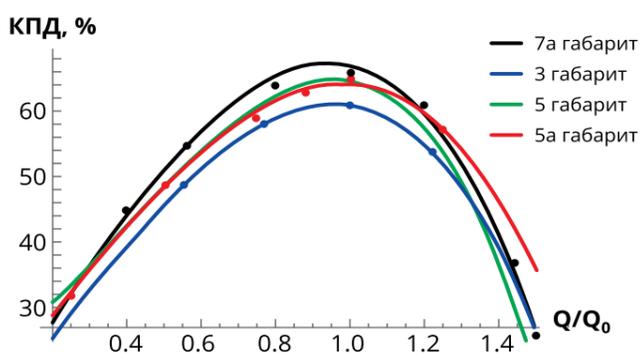


Рис. 3. Зависимость гидравлического КПД всех ступеней от относительной подачи

обуславливается влиянием следующих факторов: шероховатость проточных каналов, дисковое трение и утечки, которые не учитывались в расчетах.

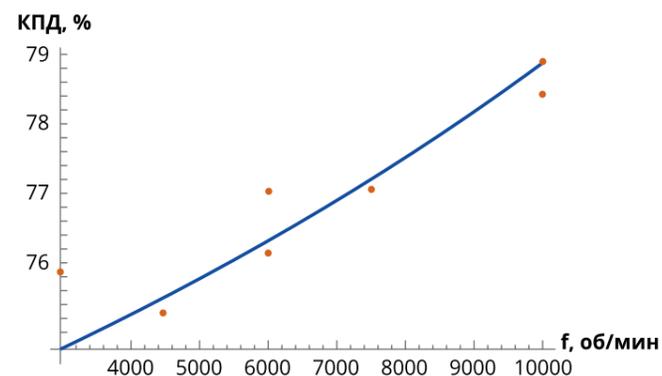
Исследование влияния факторов, понижающих КПД ступени

Для проверки предыдущих результатов провели численные расчеты масштабированных ступеней при подаче с максимальным КПД (оптимальной) на разных частотах вращения, так как при увеличении частоты вращения увеличивается число Рейнольдса, а из методов подобия известно, что при увеличении числа Рейнольдса уменьшается влияние вязкости, что может привести к росту КПД [4]. Результаты численных расчетов для всех исследуемых ступеней приведены на рис. 5.

Для всех исследуемых ступеней при расчете на разных частотах в интервале с 1000 до 10000 об/мин гидравлический КПД растет на 4–5%.

Второй фактор, влияющий на КПД насоса – это шероховатость. При изготовлении порошковой ступени нефтяного насоса шероховатость стенок проточной области $Ra = 12.8$ мкм или $kS = 30$ мкм (коэффициент песочности), поэтому в численном расчете использовали это значение. Сравнивая КПД в максимуме при частоте вращения 3000 об/мин с

Рис. 5. Зависимость КПД от частоты вращения



шероховатостью и без нее на рис. 6, где синим представлены результаты расчета гидравлического КПД без шероховатости на стенках проточных каналов рабочих органов насосов, а красным – с заданной шероховатостью. Можно с уверенностью сказать, что влияние шероховатости на КПД с увеличением габаритных размеров падает.

Из рис. 6 видно, что ненулевая шероховатость в 3 габарите понижает КПД на 4%, в 5 и 5А габарите КПД – на 1–2%, а в 7А габарите – менее, чем на 1%.

Таким образом, можно увеличить КПД ступеней на 3–4%, увеличив частоту вращения. Дополнительно КПД малогабаритных ступеней можно увеличить путем снижения шероховатости проточных каналов, что приведет к росту КПД до 3%.

Было проверено влияние дискового трения и утечек между рабочими органами на КПД насоса [2]. Результаты расчета полного КПД приведены в таблице 1, где μ_r – гидравлический КПД, μ_Q – объемный КПД (утечки), μ_D – КПД дискового трения, $\mu_{\text{полный}}$ – полный КПД, который вычисляется путем перемножения приведенных ранее значений КПД, $\mu_{\text{эксп}}$ – КПД, полученный экспериментальным путем.

Видно, что влияние дискового трения (μ_D) на полный КПД мало, следовательно, им можно пренебречь. Чего нельзя сказать про утечки или объемный КПД (μ_Q), где видно, что с уменьшением габаритного размера ступени увеличивается влияние утечек на полный КПД.

Полученный аналитическим методом полный КПД ($\mu_{\text{полный}}$) практически не отличается от экспериментального ($\mu_{\text{эксп}}$), в то время как гидравлический КПД (μ_r) может отличаться на 5–10 пунктов в зависимости от габарита.

Выводы

- Рабочие характеристики ступеней пересчитываются по теории подобия и совпадают с экспериментальными данными на воде.
- Полный КПД всегда ниже гидравлического, причиной этого являются наличие перетоков (утечек) в уплотнительных узлах ступени, а также вихреобразование в результате вязкого трения жидкости о шероховатые стенки рабочих органов насоса.
- Основной причиной возникновения перетоков является перепад давления между входом и выходом из рабочего колеса, а также наличие технологического зазора в уплотнительном элементе рабочих органов насоса. Данный эффект существенно снижает полный КПД, полностью избавиться от утечек

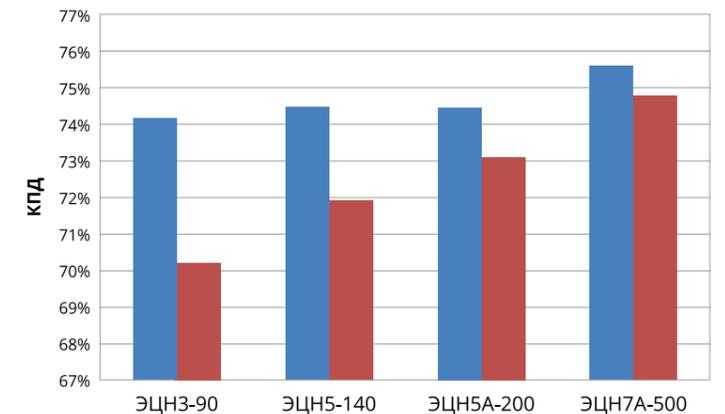


Рис. 6. Зависимость КПД от шероховатости: Синим – результаты расчета гидравлического КПД без шероховатости на стенках проточных каналов, красным – с заданием шероховатостью

Таблица 1. Результаты расчета полного КПД

| Ступень | μ_r | μ_Q | μ_D | $\mu_{\text{полный}}$ | $\mu_{\text{эксп}}$ |
|-----------|---------|---------|---------|-----------------------|---------------------|
| ЭЦН7А-500 | 0.748 | 0.934 | 0.999 | 0.698 | 0.70 |
| ЭЦН5А-200 | 0.731 | 0.911 | 0.999 | 0.665 | 0.65 |
| ЭЦН5-140 | 0.719 | 0.901 | 0.999 | 0.647 | 0.65 |
| ЭЦН3-90 | 0.720 | 0.889 | 0.999 | 0.623 | 0.62 |

невозможно, но их можно сократить путем изменения конструкции уплотнительных элементов.

- Наличие шероховатости на стенках проточной области ступени снижает КПД насоса путем образования вихрей в пограничном слое, интенсивность образования которых от шероховатости можно уменьшить путем увеличения частоты вращения или снижением шероховатости.

Список литературы

- Степанов Л.И. Центробежные и осевые насосы. – М.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит-ры, 1960. – 462 с.
- Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – М.: Машиностроение, 1966. – 365 с.
- ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Release 18.0. Ansys Inc., 2016.
- Павлов Д. А., Лебедев Д. Н., Пещеренко С. Н. Влияние вязкости жидкости на рабочие характеристики насоса ЭЦН7А-1000 // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2018. Том 4. № 4. С. 64–79.