

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ТУРБОПИТАТЕЛЬНОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

В.А. Васильев

Приводятся результаты промышленных испытаний питательных насосов с целью определения КПД проточной части. Проведен подробный сравнительный анализ эффективности использования питательных насосов с различными КПД проточной части. Определены полные затраты на турбопитательную установку за время работы до списания и условия выбора насосов при реконструкции.

С целью проведения сравнительного анализа качества новых модернизированных насосов, внедряемых на электростанциях России, проведены промышленные испытания турбопитательной насосной установки энергоблоков мощностью 800 МВт Пермской ГРЭС, Сургутской ГРЭС-2 и Нижневартовской ГРЭС. Во время испытаний определялись, как напорная характеристика насосов, так и коэффициент полезного действия (КПД) в условиях электрической станции.

КПД определяет эффективность работы турбопитательной установки и представляет собой произведение гидравлического, объемного и механического КПД.

Механический КПД определяется механическими потерями на трение в подшипниках, в уплотнениях вала и на трение наружной поверхности рабочих колес о жидкость (дисковое трение). Мощность, остающаяся за вычетом механических потерь, передается рабочими колесами жидкости. Объемный КПД отражает потери, связанные с утечками через уплотнения вала и гидропятю. Таким образом, объемный КПД определяется суммарными утечками в рабочих колесах или ступенях проточной части, концевых уплотнениях и разгрузочном устройстве. Гидравлический КПД характеризует потери на преодоление гидравлического сопротивления проточной части насоса.

В промышленных условиях точное определение механических и объемных потерь затруднено в связи с достаточно малым уровнем этих потерь. Поэтому, как правило, при проведении промышленных испытаний проводится лишь оценка их уровня.

Определение КПД насоса с конденсационным турбоприводом и предвключенным насосом на одном валу с турбиной (через редуктор) требует непосредственного измерения мощности приводной конденсационной турбины по измерениям расходов и давлений пара, а также КПД предвключенного насоса, что достаточно сложно.

Менее громоздким методом, которым и проводились измерения внутреннего КПД, является термодинамический метод (Т-метод) в соответствии с формулой [1,2]:

$$\eta = \frac{v_1(p_2 - p_1)}{h_2 - h_1}, \quad (1)$$

где h_2, h_1 - удельные энтальпии воды на выходе и входе насоса, Дж/кг; P_2 и P_1 - давление на выходе и входе насоса; v_1 - удельный объем жидкости на входе насоса.

Преимущества Т-метода в сравнении с методом определения КПД по гидравлической мощности потока в гидромашине и механической мощности на валу - снижение количества точек измерений, времени проведения и подготовки испытаний, а также простой и оперативный анализ результатов

В настоящее время этот метод является основным при определении КПД мощных питательных насосов, как в отечественной, так и зарубежной практике промышленных испытаний. При сравнении эффективности различных конструкций питательных насосов часто используют внутренний КПД, не учитывающий механические потери в подшипниковых узлах и протечки в концевых уплотнениях.

Определение КПД в промышленных условиях проведено на следующих питательных насосах: головном образце насоса ПН 1500-350-4А, установленного на энергоблоке 800 МВт Нижневартовской ГРЭС, питательном насосе ПН 1500-350-3 на энергоблоке 800 МВт Сургутской

ГРЭС-2; на насосе типа ПН 1500-350-1М, реконструированного Калужским турбинным заводом, и насосе фирмы KSB типа СНТД-8/7 энергоблоков 800 МВт Пермской ГРЭС.

При испытаниях запись необходимых режимных параметров осуществлялась с использованием АСУ энергоблока ГРЭС за исключением измерения температуры воды на входе и выходе насоса. Здесь было использовано нестандартное измерительное устройство (многоканальный прецизионный измеритель-регулятор температуры МИТ 8.03), обеспечивающее измерение температур с предельной погрешностью $0,03^{\circ}\text{C}$, укомплектованное платиновыми термометрами сопротивления типа ПТСВ-4 (класс 2). На рис. 1 приводится систематическая погрешность по каналу измерения (термосопротивления и вторичный прибор МИТ) при измерении разности температур в диапазоне температуры $180\text{--}240^{\circ}\text{C}$.

Исходная информация автоматически собиралась на первичном интервале 30-40 мин с периодом дискретизации (опроса датчиков) 10 сек. Таким образом, результат усреднялся на основе 6 измерений в минуту. Общее количество измерений на одной ступени нагрузки составляло от 180 до 240.

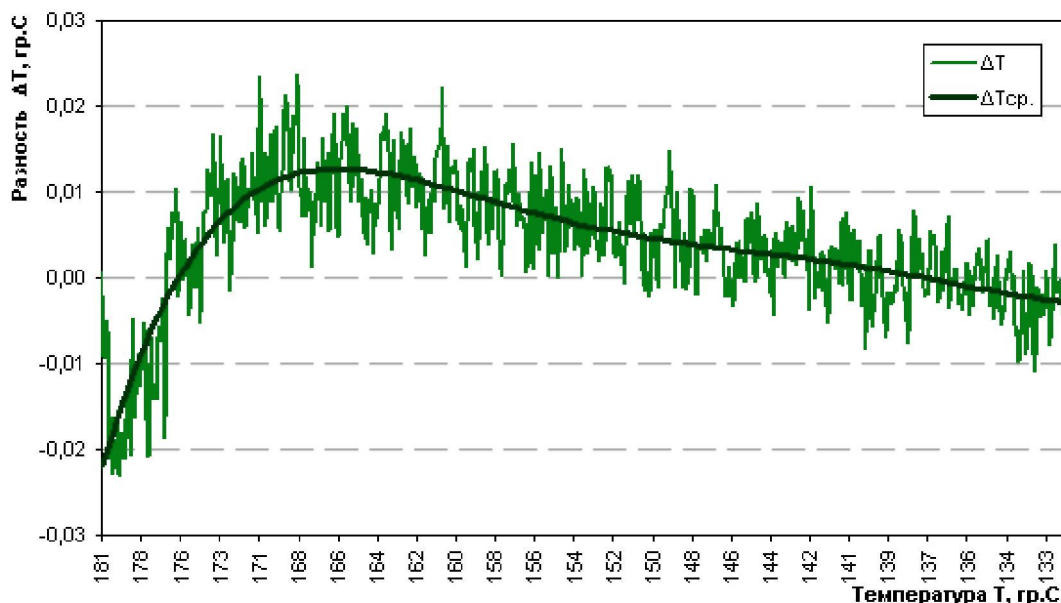


Рис. 1. Погрешность измерения разности температур в диапазоне от 130 до 180 °С

Использование указанного прибора дает возможность измерять малые разности температур с точностью $0,02\text{--}0,03^{\circ}\text{C}$ (нагрев воды в насосе), и как следствие, разность энтальпий с точностью, необходимой для определения КПД.

Предельные погрешности экспериментального определения внутреннего КПД питательного насоса с учетом погрешности измерения разности температур не превышают $0,6\%$, что удовлетворяет требованиям ГОСТ 6134-87 ($\pm 3\%$).

Предварительная обработка информации включала в себя определение абсолютных давлений среды, термодинамических функций воды и расходов с поправкой на изменение удельного объема. Удельный объем и энтальпия воды определялись по уравнениям термодинамического состояния воды, принятым в «Типовом алгоритме расчета технико-экономических показателей конденсационных энергоблоков мощностью 300, 500, 800 и 1200 МВт» - М. СПО Союзтехэнерго, 1978.

Суммарные механические потери в этих узлах определялись расчетным путем. Было установлено, что величина этих потерь примерно равна $50\text{--}100$ кВт, что составляет $\sim 0,3\text{--}0,5\%$ мощности насоса и для сравнительного анализа они могут не рассматриваться.

Результаты измерения КПД и частоты вращения насоса ПН 1500-350-4 Нижневартовской ГРЭС приведены на рис. 2 в зависимости от расхода питательной воды. Зависимость КПД от расхода, пересчитанная для частоты вращения 4665 мин^{-1} приведена на рис.3. Как видно из рис. 3, насос имеет максимальный КПД в районе $1600\text{--}1700$ $\text{м}^3/\text{ч}$. При этом величина КПД не превышает 79% . При работе энергоблока с мощностью в пределах от 600 до 800 МВт расход питательных насосов, работающих в параллель, не превышает $1000\text{--}1300$ $\text{м}^3/\text{ч}$. Частота вращения изменяется

Контроль, испытания, эксплуатация

в пределах от 3800 до 4200 мин⁻¹. Уровень КПД находится в пределах 77–79 %, без учета потерь в разгрузочном устройстве, механических потерь в подшипниках и проточной части и объемных потерь в концевых уплотнениях (рис. 2).

Аналогичные исследования с целью определения внутреннего КПД питательных насосов различной конструкции были осуществлены на Сургутской ГРЭС-2 и Пермской ГРЭС. Некоторые результаты исследований приведены на рис. 3. Видно, что уровень КПД насосов ПН 1500-350-4А, ПН 1500-350-3 и ПН 1500-350-1М (последний реконструирован Калужским турбинным заводом) не превышает 81 % в оптимальной точке. КПД насосов фирмы KSB можно рассматривать как практически достижимый уровень для насосов рассматриваемого класса. Отсюда следует, что энергоблок мощностью 800 МВт, оснащенный насосами типа ПН 1500-350, имеет запас примерно (4-6) % по КПД турбопитательной установки.

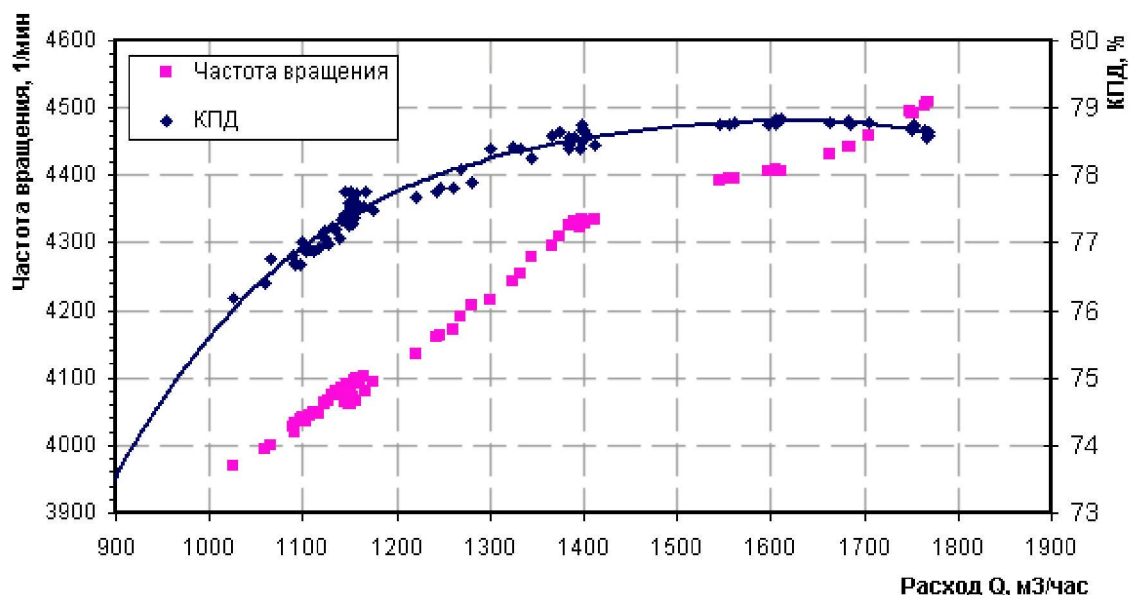


Рис. 2. Внутренний КПД и частота вращения ротора питательного насоса в зависимости от расхода

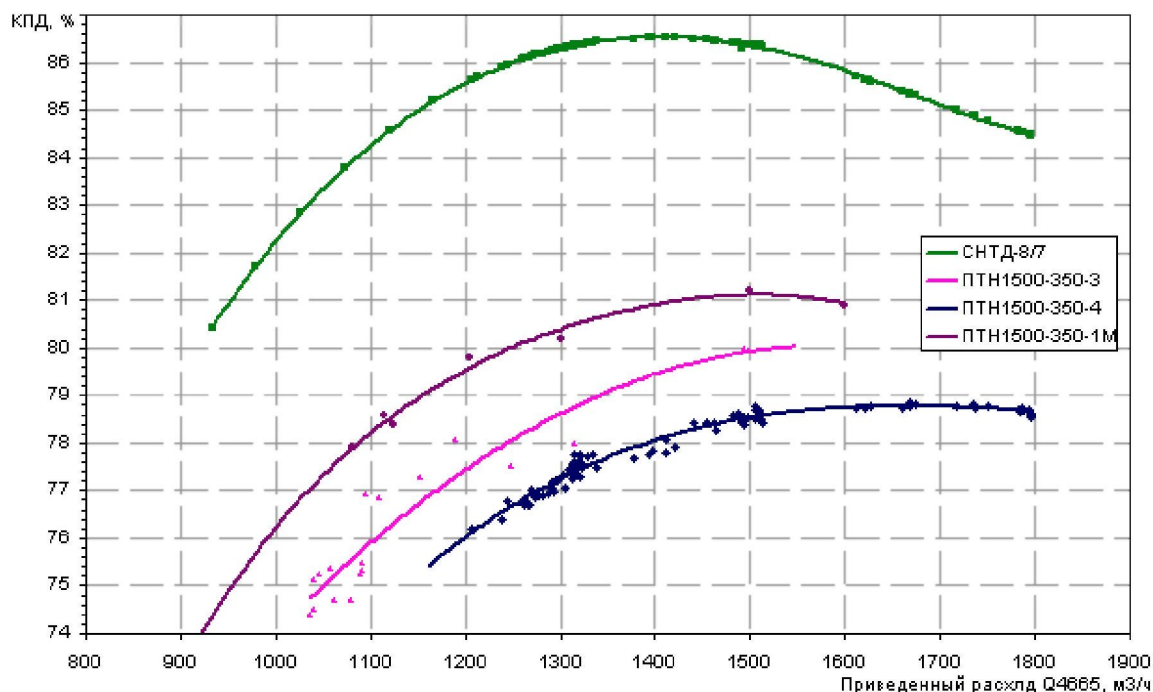


Рис. 3. КПД насосов фирмы KSB, Пролетарского завода ПН 1500-350-3, ПН 1500-350-4 и Калужского турбинного завода ПН 1500-350-1М

Для насосов, предназначенных на длительную непрерывную работу в условиях электрической станции стоимость затрат на электрическую энергию оказывается значительной. Для установок же большой мощности, каким является турбопитательный насос, проблема экономии электрической энергии становится приоритетной.

Уравнение затрат, связанных с работой насосов от приобретения до утилизации, (Стоимость Жизненного Цикла - LCC) выглядит следующим образом [3]:

$$LCC = C_{\text{ц}} + C_{\text{м}} + C_{\text{э}} + C_{\text{о}} + C_{\text{р}} + C_{\text{н}} + C_{\text{д}} + C_{\text{экол}}$$

или (разделим на $C_{\text{ц}}$)

$$LCC = C_{\text{ц}} \left(1 + \frac{C_{\text{м}} + C_{\text{э}} + C_{\text{о}} + C_{\text{р}} + C_{\text{н}} + C_{\text{д}} + C_{\text{экол}}}{C_{\text{ц}}} \right), \quad (2)$$

где $C_{\text{ц}}$ - затраты на приобретение насосов (инвестиции), $C_{\text{м}}$ - затраты на монтаж, $C_{\text{э}}$ - затраты на электрическую энергию, $C_{\text{о}}$ - затраты на обслуживание, $C_{\text{р}}$ - затраты на ремонт, $C_{\text{н}}$ - потери от простоев, $C_{\text{д}}$ - затраты на демонтаж, $C_{\text{экол}}$ - затраты на экологические платежи.

Принято рассматривать издержки электрической энергии значимыми в том случае, когда они достигают размера инвестиции, то есть:

$$\frac{C_{\text{э}}}{C_{\text{ц}}} \geq 1.$$

Зависимость величины энергетических затрат от основных параметров, влияющих на величину затрат в течение жизненного цикла применительно к турбопитательной установке мощного энергоблока, можно представить в виде [3]:

$$C_{\text{э}} = \sum_{j=1}^z \left\{ n \cdot \frac{E_{\text{о}}}{\left[1 + \frac{i-P}{100} \right]^n} \cdot \rho \cdot g \cdot \int_{t_0}^{t_1} \frac{Q_{\text{H}}(t) \cdot H_{\text{H}}(t)}{\eta_{\text{H}} \cdot \eta_{\text{T}}} dt \right\}_j \quad (4)$$

где n - жизненный цикл в годах, z - число насосов, $E_{\text{о}}$ - тариф электрической энергии, $i-P$ - дисконтирующий фактор, ρ - плотность перекачиваемой среды, g - ускорение земного тяготения, $t_0; t_1$ - начало и конец цикла эксплуатации насосного агрегата, $Q_{\text{H}}(t)$ - мгновенный расход отдельного насоса, $H_{\text{H}}(t)$ - мгновенный напор отдельного насоса, η_{H} - КПД насоса, η_{T} - КПД приводной турбины.

Последние два параметра являются функцией подачи и частоты вращения ротора насоса.

КПД приводной турбины существенным образом влияет на КПД установки в целом. На рис. 4 приведена зависимость КПД турбины ОК 18 ПУ Калужского турбинного завода для блока 800 МВт от расхода пара через стопорный клапан. Максимальный КПД порядка 83% соответствует расходу пара 80 т/ч. При работе блока с максимальной нагрузкой 800 МВт расход пара через стопорный клапан приводной турбины не превышает 60 т/ч. В этом случае КПД турбины находится на уровне 77%, что на 5% ниже максимального. Таким образом, как и питательный насос, приводная турбина при максимальных нагрузках блока 800 МВт имеет резерв по КПД до 5%.

Выполним сравнительный анализ экономической эффективности использования насосов различного типа, основываясь на уравнении (2). При этом в качестве первого приближения учтем затраты на приобретение гидромашин и расходы на электроэнергию, связанные с их различием в КПД.

Для оценки затрат на приобретение предположим, что стоимость отечественного, питательного насоса примерно в два раза меньше стоимости импортного. Примем стоимость насосов KSB равной 500 тысяч долларов США, а насосов отечественного производства 250 тысяч долларов. Это соотношение близко к реальному.

Затраты, связанные с потерями от простоев, можно оценить на примере аварийных выходов из строя насосов ОАО «Тюменьэнерго». В течение двух лет имели место шесть аварийных остановов с заменой проточной части или ремонтом ротора насоса. Учитывая, что в ОАО «Тюмень-Серия «Машиностроение», выпуск 6

Контроль, испытания, эксплуатация

энерго» установлено 16 питательных насосов. Примем, что на каждый питательный насос приходится 1/5 останова в год. При аварийном останове время простоя, связанное с заменой проточной части, принимаем равным 24 часам, ограничение по мощности энергоблока равным - 400 МВт. Объем электрической энергии невыработанной и не отпущенной в сеть будет равен 2 000000 кВтч на один насос.

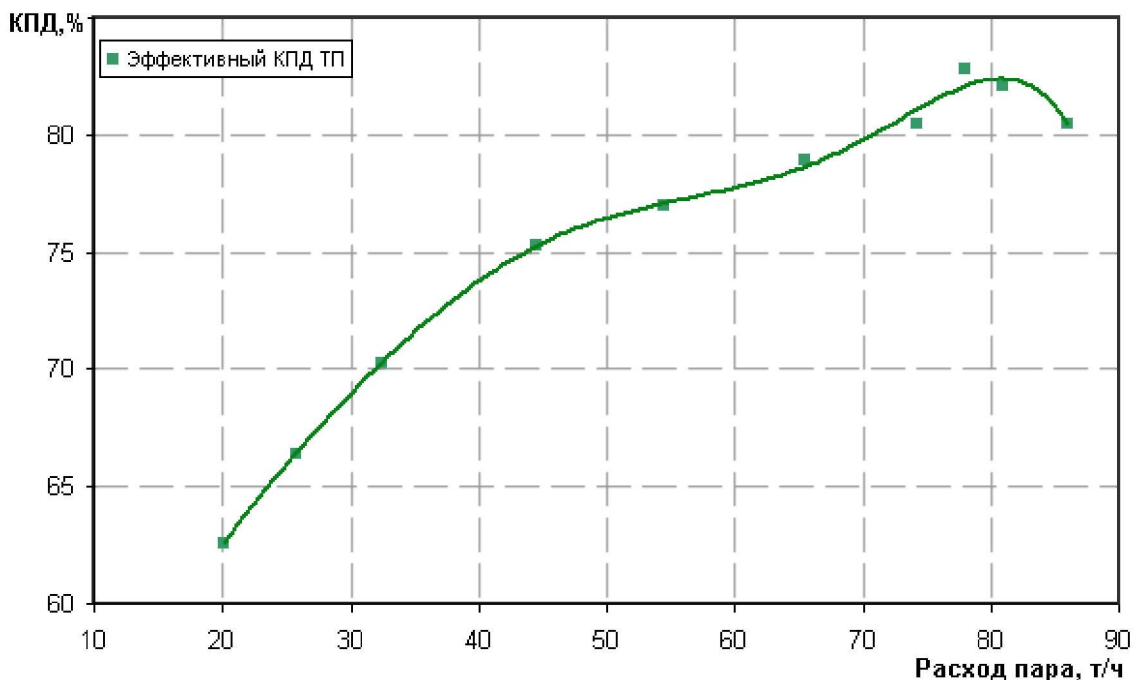


Рис. 4. КПД приводной турбины ОК 18-ПУ

Потери энергоблоков от использования насосов, связанные с низким КПД определим на основании результатов промышленных исследований, приведенных на рисунке 3. За базу примем величины КПД при расходах питательной воды $1500 \text{ м}^3/\text{ч}$. Отсюда резерв по КПД: для насосов СНТД 8/7 KSB составляет - 0%, для ПН 1500-350-3 - 6%, для ПН 1500-350-4 - 7,5%, для ПН 1500-350-1М-5%.

Примем ежегодную наработку равной 7500 часов, а стоимость 1 кВтч - 60 коп (2 цента США).

Мощность турбопитательной насосной установки блока равна 17 МВт. Следовательно, в течение года будет невыработано:

- для насосов ПН 1500-350-1М
 $17000 \text{ кВт} \times 0,05 \times 7500 \text{ часов} = 6\,375\,000 \text{ кВтч};$
- для насосов ПН 1500-350-3
 $17000 \text{ кВт} \times 0,06 \times 7500 \text{ часов} = 7\,650\,000 \text{ кВтч};$
- для насосов ПН 1500-350-4
 $17000 \text{ кВт} \times 0,075 \times 7500 \text{ часов} = 9\,562\,500 \text{ кВтч}.$

Стоимость невыработанной за 10 лет электрической энергии и не поступившей на федеральный оптовый рынок, с учетом цены на рынке, примерно равна:

- ПН 1500-350-1М = 1275000 долларов США.
- ПН 1500-350-3 = 1530000 долларов США.
- ПН 1500-350-4 = 1912500 долларов США.

Прогноз соотношения затрат при использовании различных типов насосов на десять лет исходя из цен 2005 года приведен на рис. 5.

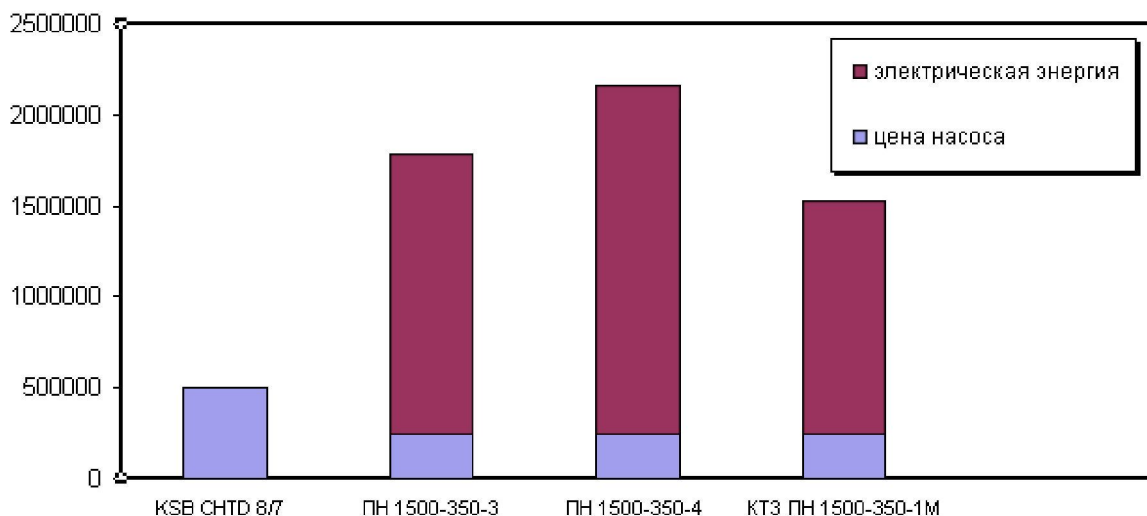


Рис. 5. Соотношение затрат на эксплуатацию насосных агрегатов

Цифры, приведенные здесь, очень приближенные. Однако можно сделать вывод, что критерий при выборе того или иного насоса должен быть комплексным. Ни в коем случае нельзя пренебрегать эффективностью насоса. Так как потери связанные с низким КПД в течение жизненного цикла могут существенно превысить затраты на приобретение агрегатов.

Литература

1. Thorn A.S. *Thermodynamic testing of turbines and pumps.* - *J. Mech. Engng. Sci.* - 1965.- V. 7.-M 3.
2. Brand F.L. *Das Thermodynamische Verfahren zur Messung des Wirkungsgrades von Wasserturminen und Humpen.* - *VDI-Berichte.*- 1964-№ 75.
3. Wurzbacher P. *Energie - Ein Basiselement in der Lebenszykluskosten betrachtung.* - *VDI - Pump Users international Forum, Karlsruhe, 2000.*