

**ПРИМЕНЕНИЕ ПЕТЛЕВЫХ ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ
ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ
АВТОМАТИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКИ ПОДШИПНИКОВ ТНА**

© 2006 В.И. Гуров¹, К.Н. Шестаков¹, В.С. Анисимов², И.П. Косицин²

¹ФГУП РФ ЦИАМ им. П.И. Баранова, г. Москва

²ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, г. Самара

Представлены результаты экспериментальных исследований петлевых лабиринтных уплотнений (ПЛУ). Использование ПЛУ позволяет улучшить эффективность автомата разгрузки и значительно уменьшить расход утечек через систему уплотнений автомата и соответственно поднять уровень КПД насоса.

В различных отраслях техники и особенно в турбомашиностроении нашли широкое применение лабиринтные уплотнения. Практическая независимость их эффективности от частоты вращения ротора (из-за относительной малости высоты гребней по отношению к диаметру лабиринтного уплотнения) является характерным признаком, отличающим их от уплотнения активного типа.

Наилучшими уплотняющими свойствами из известных лабиринтных уплотнений (при одинаковой величине радиального зазора) обладают петлевые лабиринтные уплотнения (ПЛУ). В них лабиринты (одинакового шага) выполнены и в статорной и в роторной частях, причем гребни лабиринта одной части расположены между гребнями другой части (рис. 1). При одинаковой величине радиального зазора по гребням в ПЛУ поток многократно изменяет свое направление, чем и объясняется увеличенная эффективность его работы.

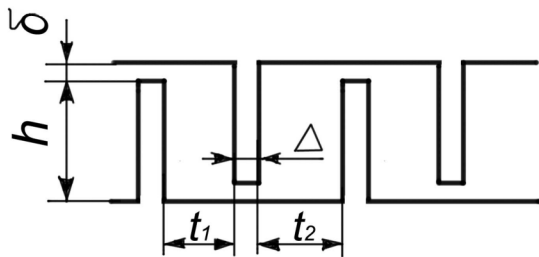


Рис. 1. Схема ПЛУ

Эффективность работы уплотнения оценивается величиной коэффициента расхода

$$\mu = \frac{G}{\pi D \delta \rho \sqrt{2H}},$$

или для единичного гребня - $\mu_1 = \mu \sqrt{z}$. Величина коэффициента μ_1 зависит от формы

лабиринтных камер и величины радиального зазора δ или $\bar{\delta} = \delta/t_1$.

В безразмерном виде форма лабиринтных камер, если в качестве масштаба длины выбрать осевое расстояние между соседними гребнями t_1 , определяется параметром $\bar{h} = h/t_1$.

В ЦИАМ [1,2] проведены на воде экспериментальные исследования пакетов плоских лабиринтов, размеры которых приведены в таблице 1.

Таблица 1. Геометрические параметры ПЛУ

ПЛУ №	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_1, \text{мм}$	4	8	8	4	8	1.35	1.85	1.85	4	4
$h, \text{мм}$	10	8	4	16	12	2	2.8	4	2	8
$\Delta, \text{мм}$	1.0	1.0	0.5	1.0	0.3	0.3	0.3	0.3	1.0	1.0
z	8	8	8	8	8	16	16	16	8	8
\bar{h}	2.5	1.0	0.5	4.0	1.5	1.48	1.51	2.16	0.5	2.0

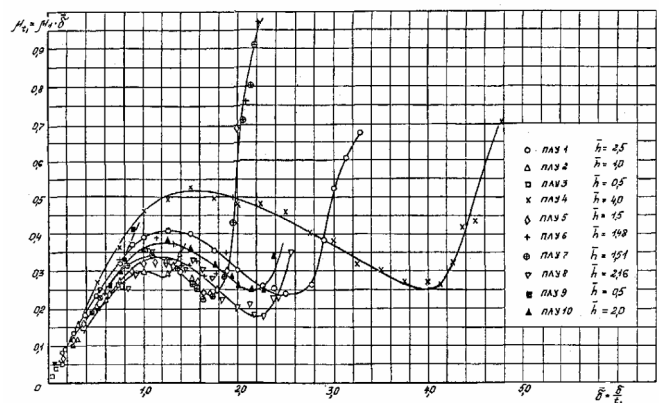


Рис. 2. Зависимость коэффициента расхода μ_{11} от геометрических параметров ПЛУ

На рис. 2 представлены расходные характеристики $\mu_{11} = \mu_1 \cdot \bar{\delta} = f(\bar{\delta})$ всех исследованных десяти петлевых лабиринтных уплотнений [2]. Видно, что расходные характеристики всех ПЛУ с $\bar{h} \geq 1$ имеют ориги-

нальную форму с максимумом и минимумом. Отсюда следует, что в области $\bar{\delta} \approx 1.5 \dots \bar{h}$ увеличение радиального зазора в уплотнении улучшает его уплотняющую способность, что впервые обнаружено в ЦКТИ [3].

Такая форма характеристики ПЛУ получается из-за того, что уплотняющими элементами являются как радиальный δ , так и осевой t_1 зазоры. При малых значениях δ , определяющим уплотняющие качества является радиальный зазор, с увеличением которого увеличивается расход и соответствующий ему коэффициент μ_{11} . При больших значениях δ (вплоть до $\delta = h$) определяющим становится осевой зазор, уплотняющая способность которого возрастает при увеличении радиального зазора δ из-за уменьшения величины перекрытия гребней - $h - \delta$. При $\delta > h$ течение приближается к «сквозному» и эффективность уплотнения определяется зазором $s = \delta - h$, т.е. ухудшается с увеличением радиального зазора - δ .

Интересно проследить, как изменяется параметр μ_{11} в области $\bar{\delta} > \bar{h}$. В области минимума μ_{11} ПЛУ с $\bar{h} \geq 1.5$ колеблется (в среднем) в пределах $\mu_{11} = 0.23 \dots 0.25$. Аналогичные значения ($\mu_{11} = 0.22 \dots 0.26$) получены ранее при обработке экспериментальных данных работы [2] для ПЛУ с камерами, имеющими $\bar{h} = 2.2$.

На рис. 3 приведена зависимость $\mu_{11}(\bar{s})$ (где $\bar{s} = \bar{\delta} - \bar{h}$), из которой следует, что в области $\bar{s} = 0,1 \dots 0,2$ величина μ_{11} практически не зависит от значения радиального зазора. Здесь же дана обобщающая

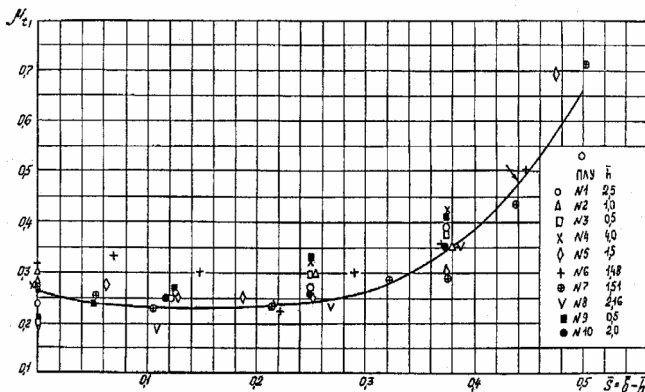


Рис.3. Зависимость коэффициента расхода μ_{11} от относительного зазора \bar{s}

все значения \bar{h} аппроксимирующая зависимость $\mu_{11} = 0.23 + 10(\bar{s} - 0.15)^3$.

В исследованных ПЛУ были рассмотрены варианты с различной величиной t_1 . Так для $\bar{h} = 1.5$ исследовано три варианта уплотнений: ПЛУ5, 6 и 7 с $t_1 = 1.35 \dots 8$ мм (см. табл. 1). Оказалось, что при величине $t_1 \geq 1.35$ мм абсолютное значение t_1 при прочих равных параметрах не оказывает влияния на величину коэффициента расхода ПЛУ.

Полученные результаты относятся к ПЛУ с симметричной компоновкой (все камеры имеют одинаковую ширину). При использовании ПЛУ в реальных агрегатах симметрия расположения соседних гребней может быть нарушена (например, из-за температурных деформаций корпусов, перемещения ротора в пределах осевого зазора подшипников и др.), что приведет к изменению картины течения в соседних камерах и к соответствующему изменению величины коэффициента расхода уплотнения.

На рис. 4 (обозначения точек как на рис. 2) представлены для иллюстрации экспериментальные зависимости $\mu_{11} = f(\bar{\delta}, \Delta \bar{t}_1)$,

где $\Delta \bar{t}_1 = \frac{\Delta t_1}{t_{1cp}}$ - относительное осевое смещение лабиринта от симметричного положения, $t_{1cp} = \frac{t_1 + t_2}{2}$, t_1 и t_2 - ширина соседних камер.

В области $\delta > h$ (т.е. $s > 0$) лабиринты ротора и статора сдвигались в диапазоне от симметричного положения до "оппозитного", при котором гребни ротора и статора располагались строго друг против друга. Из анализа рис. 4 видно, что максимальное значение коэффициента $\bar{\mu}_{11}$ получается при симметричном расположении гребней.

Отклонение от симметричного положения в любую сторону приводит к уменьшению величины коэффициента расхода ПЛУ

Представляет интерес обобщить данные по уплотнениям с разными величинами \bar{h} (см. рис. 5), для чего следует величины коэффициента расхода μ_{11} при разных значениях $\Delta \bar{t}_1$ отнести к его максимальному

значению ($\bar{\mu}_{11} = \frac{\mu_{11}}{\mu_{11max}}$), соответствующему $\Delta \bar{t}_1 = 0$.

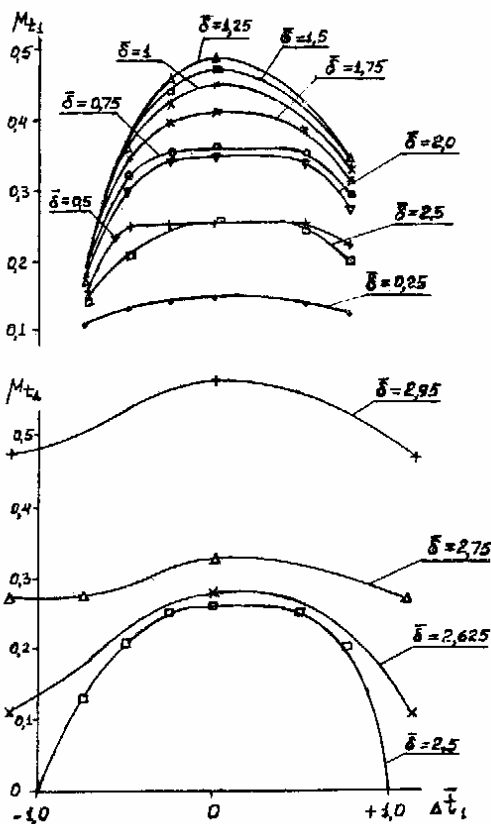


Рис. 4. Зависимость коэффициента расхода μ_{11} от величины относительного сдвига $\Delta \bar{t}_1$

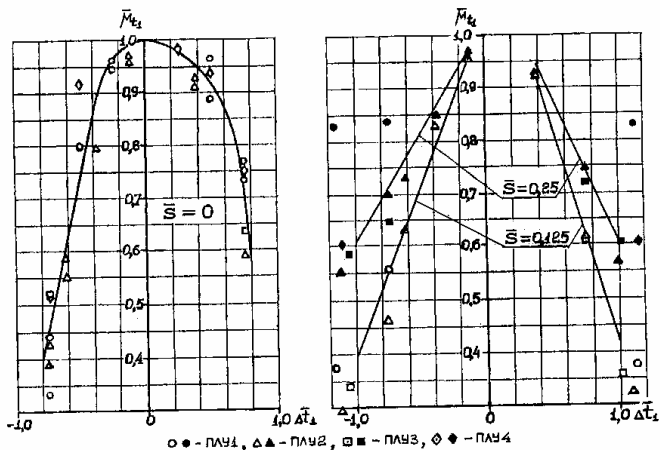


Рис. 5. Зависимость относительного коэффициента расхода $\bar{\mu}_{11}$ от $\Delta \bar{t}_1$

При оппозитном положении гребней зависимость $\mu_{11}(\bar{s})$ аппроксимируется линейным выражением $\mu_{11} = 0.86\bar{s}$ или, если отнести коэффициент расхода к зазору между гребнями, то $\mu_{e1} = \mu_{11} / \bar{s} = 0.86$. Это значение совпадает с теоретическим значением при истечении из отверстия в сосуде,

если учесть что при оппозитном положении гребней количество камер вдвое меньше чем гребней; тогда $0.86 / \sqrt{2} = 0.61$.

Анализ показывает, что при значениях $\Delta \bar{t}_1 = 0.9$ (осевой зазор между соседними гребнями равен $0.1t_1$) и $\bar{s} = 0.125$ величина коэффициента расхода μ_{11} составляет 47% от максимального значения, соответствующего симметричному взаимному расположению гребней на роторе и статоре. Таким образом, перемещение ротора в пределах осевого зазора между гребнями ротора и статора обеспечивает уменьшение расхода на половину.

Этот эффект можно с успехом использовать в системе автоматической разгрузки (автомате осевой разгрузки) подшипников турбонасосного агрегата.

В отечественных ТНА ЖРД нашла широкое применение система разгрузки подшипников, схематически изображенная на рис. 6. Принцип ее действия основан на изменении давления p_A в полости автомата при осевом смещении ротора из-за изменения расхода утечек через систему уплотнений автомата.

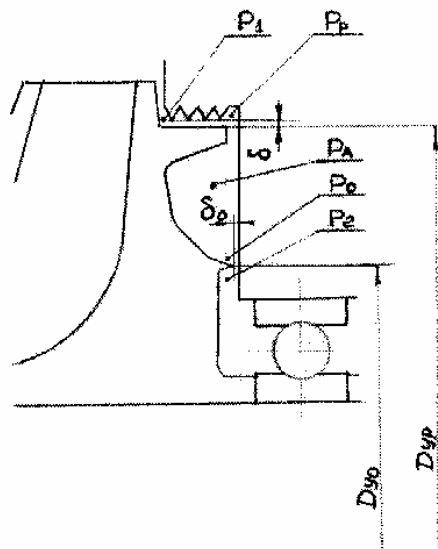


Рис. 6. Схема автомата осевой разгрузки подшипника

Введем обозначения:

- p_1 и p_2 - статическое давление перед и за системой уплотнений;
- F - эффективная площадь автомата;
- $R = F(p_{AII} - p_{AI})$ - максимальная разность осевых сил, создаваемая автоматом;

$p_{АП}$ и $p_{АЛ}$ - средние по радиусу колеса величины давления p_A при крайних правом и левом осевом положениях ротора;

Δp_p и Δp_o - перепады давлений на радиальном (уплотнение на заднем бурте рабочего колеса) и осевом уплотнениях;

Δp_u - перепад давлений на диаметрах расположения радиального и осевого уплотнений в полости автомата;

$$\Delta p_1 = p_1 - p_A \text{ и } \Delta p_2 = p_A - p_2, \Delta \bar{p} = \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}.$$

Тогда среднее давление в полости автомата $p_A = \frac{p_1 \cdot \Delta \bar{p} + p_2}{1 + \Delta \bar{p}}$.

Разность средних давлений в полости автомата при этом будет равна

$$\Delta p_A = p_{АП} - p_{АЛ} = (p_2 - p_1) \frac{\Delta \bar{p}_П - \Delta \bar{p}_Л}{(1 + \Delta \bar{p}_П)(1 + \Delta \bar{p}_Л)}$$

где индексами «п» и «л» обозначены параметры при крайних правом и левом положениях ротора.

Отнеся величину Δp_A к перепаду давлений системы уплотнений, получим безразмерную силу – коэффициент эффективности автомата, характеризующий эффективность работы автомата осевой разгрузки подшипника

$$\bar{R} = \frac{\Delta p_A}{p_1 - p_2} = \frac{1}{1 + \Delta \bar{p}_Л} - \frac{1}{1 + \Delta \bar{p}_П}.$$

Абсолютная величина максимальной разности осевых сил автомата тогда будет

$$R = F \cdot (p_1 - p_2) \cdot \bar{R}.$$

Раскроем параметр $\Delta \bar{p}$:

$$\Delta \bar{p} = \frac{\Delta p_o + \Delta p_u / 2}{\Delta p_p + \Delta p_u / 2}.$$

Перепады давлений на осевом и радиальном уплотнениях

$$\Delta p_o = \rho \frac{c_o^2}{2\mu_o^2}, c_o = \frac{\Delta Q}{\pi D_{yo} \delta_o}$$

$$\text{и } \Delta p_p = \rho \frac{c_p^2}{2\mu_p^2}, c_p = \frac{\Delta Q}{\pi D_{yp} \delta_p},$$

где D_{yo} и D_{yp} - диаметры расположения осевого и радиального уплотнения,

δ_o и δ_p - осевой и радиальный зазоры соответствующих уплотнений,

μ_o и μ_p - коэффициенты расхода осевого и радиального уплотнений,

ΔQ - объемный расход жидкости в системе уплотнений.

Поскольку $\Delta p_p + \Delta p_o = p_1 - p_2 - \Delta p_u$, то

$$\Delta p_p = \frac{p_1 - p_2 - \Delta p_u}{1 + \varphi}, \Delta p_o = \Delta p_p \cdot \varphi$$

$$\text{и } \Delta \bar{p} = 1 + (\varphi - 1) \frac{\Delta p_p}{\Delta p_p + \Delta p_u / 2},$$

$$\text{где } \varphi = \left(\frac{D_{yp}}{D_{yo}} \right)^2 \left(\frac{\mu_p \delta}{\mu_o \delta_o} \right)^2.$$

Выражение для Δp_u может быть найдено, если согласно [4] принять, что в полости автомата распределение давления по радиусу колеса определяется вращением в ней жидкости с половинной угловой скоростью колеса - $\omega / 2$. Тогда перепад давлений на диаметрах радиального и осевого уплотнений $\Delta p_u = \rho \omega^2 \frac{D_{yp}^2 - D_{yo}^2}{32}$, где ω - угловая скорость вращения рабочего колеса.

Отсюда коэффициент эффективности автомата

$$\bar{R} = \frac{1}{2 + \frac{\varphi_n - 1}{1 + A(\varphi_n + 1)}} - \frac{1}{2 + \frac{\varphi_l - 1}{1 + A(\varphi_l + 1)}},$$

$$\text{где } A = \frac{\Delta p_u}{2(p_1 - p_2 - \Delta p_u)}.$$

Таким образом, эффективность работы автомата определяется величинами параметра φ при крайних правом и левом осевых положениях ротора. Поскольку значение параметра A относительно невелико, то ясно, что величина силы \bar{R} тем большая, чем большее значение имеет φ_n и меньшее - φ_l .

В известных конструкциях насосов величины коэффициента расхода обоих уплотнений не зависят от осевого положения ротора и радиальный зазор остается также неизменным, поэтому величина параметров φ_l

и φ_n определяется только значениями осевого зазора - δ_o при крайних положениях ротора - $\varphi_l = \frac{a}{\delta_{oЛ}^2}$ и $\varphi_n = \frac{a}{\delta_{oП}^2}$.

Если же в качестве уплотнения на заднем бурте рабочего колеса насоса применить петлевое лабиринтное уплотнение с радиальным зазором $\delta > h$ и $t_1 > (\delta_{ол} - \delta_{он})$, то величина коэффициента расхода в левом положении ротора может стать меньше, чем в правом положении (при $\Delta\bar{V}_{1л} > \Delta\bar{V}_{1п}$), так как $(\mu_p \delta)_л = (\mu_p \delta)_п \cdot \bar{\mu}_{1лп} / \bar{\mu}_{1пн}$. В этом случае $\varphi_л = \frac{a}{\delta_{ол}^2} \mu_{1лп}^2$ и $\varphi_п = \frac{a}{\delta_{он}^2} \mu_{1пн}^2$. Отсюда следует, что при использовании ПЛУ в радиальном уплотнении автомата можно либо увеличить осевую силу автомата, либо при той же силе автомата уменьшить величину диапазона осевого перемещения ротора, так как значение $\delta_{ол}$ уменьшится и станет равным $\delta_{он} \cdot \bar{\mu}_{1лп}$. Следует также отметить, что при этом уменьшится и расход утечек через уплотнения в среднем на величину $\left(1 - \frac{\bar{\mu}_{1лп} + \bar{\mu}_{1пн}}{2}\right) \cdot 100\%$.

Произведем количественную оценку возможного выигрыша от применения ПЛУ на рабочем колесе на примере кислородного насоса ТНА ЖРД НК-33 разработки СНТК им. Н.Д.Кузнецова.

В штатной конструкции насоса радиальное и осевое уплотнения автомата имеют параметры (см. рис. 6):

$$D_{ур} = 243 \text{ мм}; \delta_p = 1,24 \text{ мм}; (\mu\delta)_p = 0,35 \text{ мм};$$

$$u_p = 222 \text{ м/с};$$

$$D_o = 184 \text{ мм}; \delta_o = 0,1 \dots 0,5 \text{ мм}; \mu_o = 0,84;$$

$$u_o = 168 \text{ м/с}.$$

Величины давления перед и за автоматом $p_1 = 20 \text{ МПа}$ и $p_2 = 1,2 \text{ МПа}$.

Перепад давлений на периферийном и внутреннем диаметрах автомата $\Delta p_{ц} = 2,63 \text{ МПа}$ и параметр $A = 0,081$.

Для этих значений параметров штатной системы автоматической разгрузки подшипника ротора от осевой силы рассчитана зависимость коэффициента эффективности автомата \bar{R}_o от максимальной величины зазора в осевом уплотнении $\delta_{ол}$ (на рис. 7).

Если установить ПЛУ, имеющего тот же коэффициент расхода при симметричном расположении гребней, что и в штатном варианте, а также принять экспериментально проверенное значение параметра $t_1 = 1,35 \text{ мм}$

то, исходя из условия недопущения касания деталей уплотнения на роторе и статоре, можно принять $s = \delta - h = 0,17 \text{ мм}$, $\bar{s} = \frac{\delta - h}{t_1} = 0,125$ и относительный минимальный осевой «зазор» между соседними гребнями $1 - \Delta t_1 = 0,1$, т.е. $\Delta \bar{t}_1 = 0,9$, которому соответствует величина $\bar{\mu}_{1лп} = 0,465$. Величина $\bar{\mu}_{1пн}$ (при крайнем правом положении ротора) определится из условия, что величина $\Delta \bar{V}_{1п} = \Delta \bar{V}_{1л} - \frac{\delta_{ол} - \delta_{он}}{t_1}$. Рассчитанная для этого варианта автомата характеристика $\bar{R}(\delta_{ол})$ также приведена на рис. 7, где дано и отношение безразмерных сил автомата с ПЛУ и штатного автомата $\frac{\bar{R}}{\bar{R}_o}$.

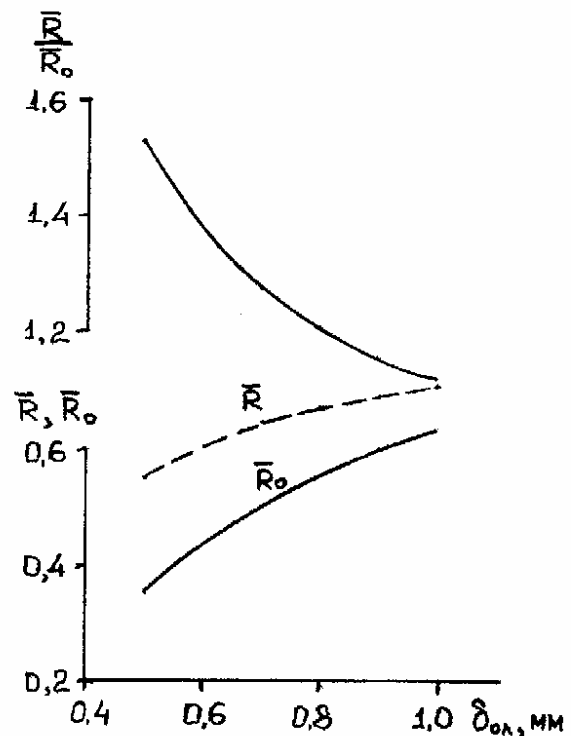


Рис. 7. Зависимости коэффициента эффективности автомата с ПЛУ \bar{R} и штатного \bar{R}_o от осевого зазора при крайнем левом положении ротора

Видно, что при штатном диапазоне изменения осевого зазора $\delta_o = 0,1 \dots 0,5 \text{ мм}$ использование ПЛУ может позволить увеличить максимальную разность осевых сил, обеспечиваемую автоматом, на 52%, что равносильно увеличению максимального

осевого зазора автомата с 0,5 до 0,8 мм в штатном варианте.

В заключение следует отметить, что применение ПЛУ одновременно приведет и к уменьшению расхода утечек в среднем на 30...40%.

Если же установить ПЛУ с оптимальными параметрами, то можно и улучшить эффективность автомата и значительно уменьшить расход утечек через систему уплотнений автомата и соответственно поднять уровень КПД насоса.

Список литературы

1. Шестаков К.Н., Свинцова Г.Л., Кулешов А.В. Экспериментальное исследование

прямоточных и петлевых лабиринтных уплотнений для гидромашин. ЦИАМ, 1991. Техн. отчет 11694

2. Шостакович Б.В., Орлик В.Г. Исследование заеданий в концевых уплотнениях паровых турбин с различными конструкциями и материалами уплотнительных элементов. Отчет ЦКТИ №щ-3109, Л., 1961

3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М.-Л.: «Машиностроение», 1966.

4. Гуров В.И., Шестаков К.Н. Разработка мероприятий по совершенствованию ТНА НК-33 применительно к проекту «Аврора». ЦИАМ. 2001. Отчет №648-018

THE APPLICATION LOOP LABYRINTH SEALS (LLS) FOR INCREASING EFFECT OF AUTOMATIC UNLOAD BEARINGS SYSTEM (AUBS) TURBOPUMPS

© 2006 V.I. Gurov, K.N. Shestakov, V.C. Anisimov, I.P. Kosicin

Results experimental investigations LLS in CIAM with labyrinth chambers different configuration is generalised. The axis displacement crests of rotor are increasing effect of AUBS. The use of LLS in AUBS may to increase effect AUBS.