

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ХАРЬКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ
РЕВОЛЮЦИИ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. В. И. ЛЕНИНА

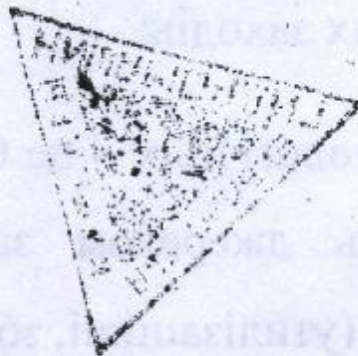
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Республиканский
межведомственный
научно-технический
сборник

Основан в 1967 г.

ВЫПУСК 23

БИБЛИОТЕКА
Сумского областного
ХПИ им. В. И. Ленина



Харьков
Издательство при Харьковском
государственном университете
издательского объединения
«Выща школа»
1989

324834/2943

УДК 621.224

В сборнике представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований лопастных и объемных гидромашин. Предлагаются методики расчетного прогнозирования энергетических характеристик и моделирование нестационарных явлений в проточной части гидромашин.

Обсуждаются и анализируются результаты экспериментального исследования структуры потока в обратной гидромашине.

Для преподавателей, научных и инженерно-технических работников.

Редакционная коллегия: Д. Я. Алексапольский (отв. ред.), В. Е. Ласенко (зам. отв. ред.), Е. В. Зайченко (отв. секр.), А. В. Бондаренко, В. В. Барлит, И. С. Веремесенко, В. В. Мялюшенко, В. А. Марциковский, О. В. Потетенко, А. Т. Скрышник, Ю. И. Федулов.

Адрес редакционной коллегии: 310002 Харьков, ул. Фрунзе, 21, политехнический институт, кафедра гидравлических машин, тел. 40-04-40.

Редакция литературы по естественным наукам и филологии
Зав. редакцией *Е. П. Иващенко*

СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Выпуск 23

Редактор *Н. С. Калинина*
Художественный редактор *Т. П. Короленко*
Технический редактор *Л. Т. Ена*
Корректор *Л. Н. Быкова*

ИБ № 12562

Сдано в набор 24.01.89. Подписано в печать 29.03.89. БЦ 15661. Формат 60×90/16. Бум. тип. № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 7,5. Усл. кр.-отг. 7,75. Уч.-изд. л. 9,9. Тираж 800 экз. Изд. № 1775. Зак. 285. Цена 1 р. 40 к.

Издательство при Харьковском государственном университете
издательского объединения «Вища школа».
310003 Харьков, ул. Университетская, 16.

Харьковская городская типография № 16.
310003 Харьков, ул. Университетская, 16.

Г 2206000000—029
М 226(04)—89 447—89

© Издательское объединение
«Вища школа», 1989

1980. 99. S. 100—119. 3. Капралов Е. П. Исследование основных параметров вихревого насоса для гидротранспорта//Зап. Ленингр. гос. ин-та им. Г. М. Плеханова. 1982. 47. С. 10—20. 4. Герман В. Ф., Ковалев И. А., Чебаненко И. Н. Влияние геометрических параметров рабочего колеса свободновихревого насоса на его характеристики//Гидравл. машины. 1984. Вып. 18. С. 75—77. 5. Rütschi K. Die Arbeitsweise von Freistrompumpen, schweizerische Bauzeitung. 1968. Heft 32. P. 112—115.

Поступила в редколлегию 22.04.88

УДК 621.671

В. Ф. ГЕРМАН, канд. техн. наук

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СВОБODНОВИХРЕВОГО НАСОСА

Основа гидравлического расчета свободновихревого насоса (СВН) — зависимости рабочих параметров от геометрии проточной части. Исследования [1, 2] показали, что подача насоса определяется в основном размерами отвода, напор — геометрическими соотношениями рабочего колеса (р. к.). Основное расчетное уравнение СВН — это зависимость напора от геометрических размеров проточной части. Сложность механизма передачи энергии в СВН не позволила до настоящего времени создать чисто теоретический метод расчета указанных насосов. Имеющиеся схемы расчета основаны на экспериментальных исследованиях [2—5]. Различие схем обусловлено разным подходом к оценке рабочего процесса СВН.

Исследование структуры потока в СВН, проведенное автором, а также данные работ [5, 6] показали, что на любом режиме в СВН наблюдается интенсивный обмен жидкостью между р. к. и свободной камерой, т. е. существует меридиальное течение (продольный вихрь), аналогичное вихревому насосу [7]. Продольно-вихревое движение является базовым при обмене энергией между колесом и жидкостью в свободной камере СВН. Схема рабочего процесса даст возможность получить уравнение связи напора с основными геометрическими параметрами насоса.

Вывод уравнения производим для оптимального режима работы насоса (максимального значения к. п. д.). Определим энергию, сообщаемую колесом потоку.

Гидравлическая мощность, передаваемая жидкости от р. к., равна

$$N_r = M_k \omega, \quad (1)$$

где M_k — момент, с которым лопатка колеса действует на падающую внутри жидкость; ω — угловая скорость вращения р. к.

С учетом того, что полезная мощность $N_{\pi} = Q \rho g H$, имеем

$$N_r = Q \rho g H \frac{\eta_{\text{мех}}}{\eta}, \quad (2)$$

Момент M_k равен разности моментов количества движения жидкости, выходящей из р. к. и входящей в него за единицу времени [7]:

$$\Delta M = \int_{R_1}^{R_2} \int_0^\varphi \rho V_u V_z r^2 dr d\varphi, \quad (3)$$

где V_u и V_z — окружная и осевая составляющая скорости жидкости на входной и выходной кромке лопаток колеса (рис. 1);

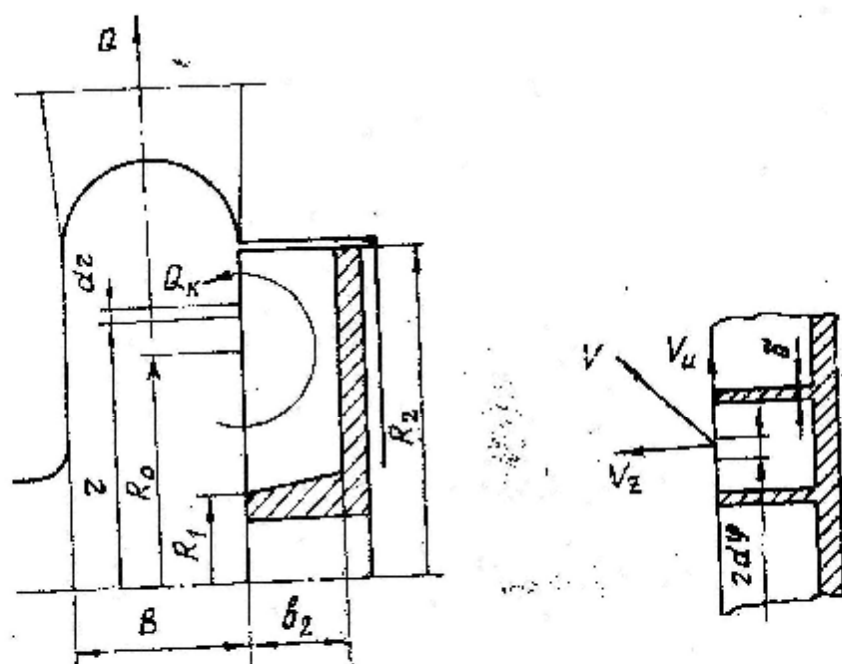


Рис. 1. Расчетная схема движения жидкости в СВН

ρ — плотность жидкости; dr — элемент длины лопатки; $d\varphi$ — угол между двумя произвольно выбранными меридиальными сечениями (рис. 1).

Подставляя ΔM в выражение (3) и считая, что жидкость несжимаема, а распределение скоростей не зависит от угла φ , получим

$$H = 2\pi \frac{m}{g} \frac{\eta}{\eta_{\text{мех}}} \frac{1}{Q} \int_{R_1}^{R_2} V_u V_z r^2 dr. \quad (4)$$

Для решения уравнения (4) необходимо знать закон изменения скоростей V_u и V_z вдоль лопатки р. к. Опытное распределение окружной составляющей скорости V_u перед р. к. получено при зондировании потока и показано на рис. 2. Если предположить, что движение жидкости в р. к. струйное, то окружную скорость на выходе из р. к. можно определить из треугольника скоростей, построенного с учетом влияния конечного числа лопаток. Уменьшение окружной составляющей скорости будет равно [8]:

$$V_{u2} = \frac{V_{u2\infty}}{1 + p}, \quad (5)$$

где p — поправка на конечное число лопаток.

Для СВН поправка p определяется по выражению К. Рючи [2]:

$$p = 2 \frac{\psi}{\sqrt{Z}} \frac{1}{1 - (R_1/R_2)^2} k, \quad (6)$$

где $k = 0,28 \div 0,3$.

Для р. к. с прямыми плоскими радиальными лопатками $\beta_{\text{за}} = 90^\circ$ и можно принять $V_{2\text{ис}} = U_2$, тогда

$$V_{u2} = \frac{U_2}{1 + p}. \quad (7)$$

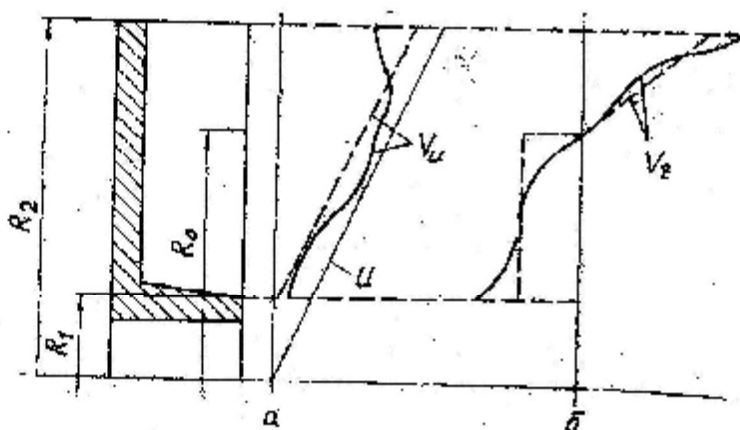


Рис. 2. Распределение скоростей вдоль лопатки р. к.:
 а — окружной; б — осевой; — — — — — опытная эюра; — — — — — расчетная эюра

Экспериментально установлено, что окружная составляющая скорости жидкости в плоскости, близкой к торцам лопаток р. к. в точках с относительным радиусом $r/R_2 \leq 0,3$, близка к нулю. Исходя из этого можно принять, что на входном участке р. к. $V_{u1} = 0$.

Для упрощения вычислений опытную эюру линеаризуем, как показано на рис. 2, а. Тогда закон изменения окружной составляющей скорости V_u вдоль кромки лопатки с учетом (7) принимает вид

$$V_u = \frac{\omega R_2}{(1 + p)(R_2 - R_1)} (r - R_1). \quad (8)$$

Обозначая

$$\frac{R_2}{(1 + p)(R_2 - R_1)} = a_1, \quad (9)$$

окончательно имеем $V_u = \omega a_1 (r - R_1)$ (10).

Закон изменения осевой составляющей скорости V_z вдоль лопатки получим из условия неразрывности объема жидкости в ко-

лесе. При этом суммарный расход жидкости через поверхность, проходящую по кромкам лопаток, равен нулю, т. е.

$$\int_{R_1}^{R_2} dQ_k = \int_{R_1}^{R_2} V_z (2\pi r - \delta Z) dr = 0, \quad (11)$$

где δ — толщина лопатки р. к.; Z — число лопаток р. к.

Экспериментальная эюра скорости V_z показана на рис. 2, б. Предположим, что центр продольного вихря находится на кромке лопатки. Радиус центра вихря при этом [5]:

$$R_0 = \sqrt{(R_1^2 + R_2^2)/2}. \quad (12)$$

С целью упрощения вычислений произведем линеаризацию опытной эюры. При этом расчетная эюра будет иметь вид, показанный на рис. 2, б. Скорость на входном участке была принята постоянной, на выходном — имела линейный закон распределения. Интегрируя уравнение (11) от R_1 до R_0 , получим закон распределения осевой составляющей скорости V_{z_1} на входе в р. к.:

$$V_{z_1} = a_2 Q_k \quad (13),$$

где
$$a_2 = \frac{1}{\pi (R_0^2 - R_1^2) - \delta Z (R_0 - R_1)}. \quad (14)$$

Аналогично интегрируя уравнение (11) от R_0 до R_2 , получим закон распределения осевой скорости V_{z_2} на выходе из р. к.:

$$V_{z_2} = a_3 (r - R_0) Q_k,$$

где

$$a_3 = \frac{1}{\frac{2\pi}{3} (R_2^3 - R_0^3) - \frac{\delta Z}{2} (R_2^2 - R_0^2) - \pi R_0 (R_2^2 - R_0^2) + R_0 \delta Z (R_2 - R_0)}. \quad (15)$$

Подставляя в выражение (4) законы изменения окружной и осевой составляющих скоростей вдоль кромки лопатки и интегрируя, получим

$$H = 2\pi \frac{\omega^2}{g} \frac{\eta}{\eta_{\text{мех}}} \frac{Q_k}{Q} a_1 (a_3 A_1 - a_2 A_2), \quad (16)$$

где
$$A_1 = \frac{R_2^5 - R_0^5}{5} - (R_0 + R_1) \frac{R_2^4 - R_0^4}{4} + R_1 R_0 \frac{R_2^3 - R_0^3}{3}; \quad (17)$$

$$A_2 = \frac{R_0^4 - R_1^4}{4} - R_1 \frac{R_0^3 - R_1^3}{3}. \quad (18)$$

Уравнение (16), устанавливающее связь напора с основными геометрическими размерами насоса, является основным расчетным уравнением СВН.

Введем функцию F_1 , обозначая

$$F_1 = \frac{a_1 (a_3 A_1 - a_2 A_2)}{D_2^2}. \quad (19)$$

При этом функция F_1 зависит от геометрических размеров р. к. D_1, δ, Z . Вводя относительные геометрические параметры $D_1 = D_1/D_2$ и $\delta = \delta/D_2$, ее можно записать в виде $F_1 = f(D_1, \delta, Z)$ (20).

Отношение подач р. к. и насоса в выражении (16) можно представить как функцию F_2 , зависящую от относительной ширины свободной камеры $B (B = B/D_2)$ и относительной ширины р. к. $\bar{b}_2 (b_2 = b_2/D_2)$:

$$\frac{Q_k}{Q} = F_2 = f(\bar{B}, \bar{b}_2). \quad (21)$$

Функция F_2 будет влиять на интенсивность продольно-вихревого движения в насосе и определяется опытным путем.

Окончательно можно записать:

$$H = 2\pi \frac{\omega^2}{g} \frac{\eta}{\gamma_{\text{жидк}}} F_1 F_2 D_2^2. \quad (22)$$

С целью определения функции F_2 были проведены экспериментальные исследования по влиянию геометрических размеров проточной части на характеристики свободновихревого насоса конструктивной схемы Туро. На основании анализа этих экспериментальных данных и исследований [1—3, 9], получена зависимость, показанная на рис. 3.

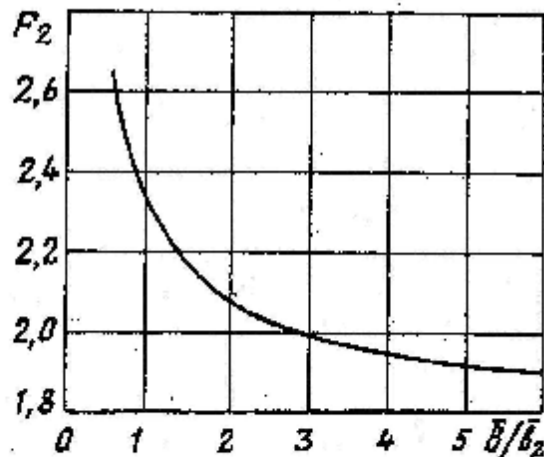


Рис. 3. Зависимость функции F_2 от отношения \bar{B}/\bar{b}_2

На основании принятой схемы вихревого рабочего процесса в СВН получено уравнение связи напора с геометрическими параметрами проточной части. При выводе расчетного уравнения с учетом экспериментальных данных приняты допущения о линейном законе распределения окружной составляющей скорости V_u вдоль лопатки р. к., постоянстве осевой составляющей скорости V_z на входном участке колеса и о линейном законе ее распределения на выходном.

Для расчета расхода жидкости через р. к. предложена экспериментальная зависимость.

Полученные уравнения могут быть использованы для расчета геометрических параметров проточной части СВН типа Туро.

Список литературы: 1. Корбутовский А. А. Влияние геометрии отвода на рабочие параметры свободновихревого насоса // Сб. науч. тр. Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин. 1977. С. 40—52. 2. Rüttschik. Die Arbeitsweise von Freistromturbinen // Schweizerische Bauzeitung. 1968. 86, № 32, S. 575—582. 3. Корбутовский А. А. Определение параметров свободновихревого насоса. М., 1978, сер. хм-4, 2, 8 с. 4. Капелюш А. И. Анализ рабочего процесса свободновихревого насоса // Вопр. гидравл. добычи угля. 1966. Вып. 7. С. 65—77. 5. Пресман Л. С. Смерчевые (свободновихревые насосы) // Тр. ВНИИ Гидромаш. 1967. Вып. 36. С. 46—65. 6. Исследование свободновихревого насоса,

Модель течения. Локи Масаногі. Эхара дзихо//Евага Eng. Rev. 1982. № 121. Р. 2—8. 7. Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины. М., 1981. 197 с. 8. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. М.; Л., 1966. 364 с. 9. Ruchita J. Wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie//Leszyty Naukowe Politechniki Slaskiej. 1975. № 420. S. 43—65.

Поступила в редколлегию 12.04.88

УДК 621.674.601.5

А. Г. СВИНАРЕВ

СНИЖЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТИ ВОРОНКООБРАЗОВАНИЯ НА СУШИТЕЛЬНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЯХ С ОСЕВЫМИ НАСОСАМИ ПОГРУЖНОГО ТИПА

В гидромелиоративной практике при использовании погружных насосов осевого типа для водозабора из открытых источников необходимо знать безопасное заглубление входного отверстия всасывающего патрубка под минимальный уровень воды. Такое заглубление определяется из условия недопущения воронкообразования и подсоса воздуха в насос. В ряде случаев в водозаборных сооружениях возникают вихревые воронки. На тупиковых каналах таких систем применяют простейшие конструкции, состоящие из аванкамеры (АК — уширенное углубление с откосными стенками) и водоприемника — реки, бассейна и т. д. Погружные насосы обычно располагают на торцевом откосе АК. Из-за переменного воздействия потока на лопасти рабочего колеса (р. к.), дополнительных радиальных нагрузок и вибрации ухудшаются условия нормальной работы насосов. Особенно это относится к крайним насосам при многоагрегатной установке на насосной станции (НС). Негативное влияние на работу горизонтального осевого насоса неравномерности подхода потока и примешанного воздуха отмечено в ряде работ [1].

Открытые поверхностные вихри продолжают интересовать гидротехников по причине незавершенности математического и физического понимания их воздействия в практических ситуациях. Основное затруднение состоит в том, что еще нельзя аналитически предсказать появление вихря для данного конкретного подводящего устройства при определенных условиях работы (т. е. при определенных скоростях входа во всасывающий патрубок, его размерах, заглублении и др.). Поэтому при установлении необходимого заглубления погружного насоса осевого типа ориентируются на рекомендации завода-изготовителя для общих случаев эксплуатации. Однако, как указывается в ряде работ, основным методом установления величины заглубления является эксперимент на модельных образцах или в полевых условиях на натуральных насосах.

В работе [1] приводились примеры из гидромелиоративной практики, когда недостаточно обоснованно принимались относительные заглубления $\bar{h}_{\text{патр}} = h_{\text{патр}}/D_{\text{р.к}}$ верхней точки входного

СОДЕРЖАНИЕ

<p><i>Колычев В. А., Иванецкая Е. П., Быкова Н. А.</i> Определение гидродинамических характеристик рабочих органов радиально-осевой гидротурбины в задаче построения ее математической модели</p> <p><i>Барлит В. В., Бородаевский В. В., Шеховцов В. К., Пожидаев В. И., Яковлева Л. К., Русанов А. В.</i> Разработка модификаций рабочего колеса РО 230 на основе экспериментальных и расчетных исследований пространственного потока</p> <p><i>Казачков Л. Я., Сабышев А. С.</i> Определение нестационарных нагрузок, действующих на профили многорядной решетки гидромашины, с использованием уравнения Лагранжа</p> <p><i>Косторной С. Д., Бутакова А. И., Ванник Б. К.</i> Расчет обтекания колонн статора гидравлической турбины</p> <p><i>Веремеенко И. С., Жиленко В. Д., Завьялов П. С., Ванник Б. К., Кузьмин И. Д.</i> О моделировании нестационарных нагрузок на лопатках направляющих аппаратов обратимых гидромашин</p> <p><i>Барлит В. В., Воронцов Ю. Б., Ганзий И. С.</i> Диагностика входных данных при решении прямой и обратной задач гидродинамики лопастных гидромашин в САПР</p> <p><i>Мисиров В. Р., Неня В. Г.</i> Решение прямой трехмерной задачи гидромашины методом конечных элементов</p> <p><i>Сабышев А. С.</i> Линеаризованная методика расчета кавитационного обтекания лопастей рабочих колес гидротурбин</p> <p><i>Сухорезный П. И., Федулов Ю. И.</i> Экспериментальное определение характеристик гидродинамического следа за колоннами и лопатками в радиально-осевой обратимой гидромашине</p> <p><i>Луцаев В. В., Свиначев А. Г., Климач Б. Т.</i> К вопросу использования горизонтальных гидротурбин для рабочих режимов ГЭС-ГАЭС</p> <p><i>Грякко Л. П., Грачев А. В., Сапунов С. Г., Серебряков Н. В., Чепелев А. М.</i> Влияние профиля лопатки направляющего аппарата на энергетические характеристики быстроходной насос-турбины</p> <p><i>Мисиров В. Р.</i> Подготовка исходных данных при решении трехмерных задач методом конечных элементов</p> <p><i>Зайченко В. Т.</i> К вопросу зависимости степени реактивности рабочего колеса центробежного насоса от угла лопасти на выходе β_2</p> <p><i>Мандрыка А. С., Новак В. А., Силаук В. И., Котенко А. И.</i> Влияние профиля лопаток рабочего колеса свободновихревого насоса для повреждаемых сред на его характеристики</p> <p><i>Герман В. Ф.</i> Расчет параметров свободновихревого насоса</p> <p><i>Свиначев А. Г.</i> Снижение вероятности воронкообразования на сушильных насосных станциях с осевыми насосами погружного типа</p> <p><i>Валитов М. З.</i> Исследование собственных колебаний давления в цилиндрах поршневого насоса</p> <p><i>Дядичев К. М., Коваленко А. А., Косенко-Белинский Ю. А., Сорока С. И.</i> Сжимаемость водоугольных суспензий для магистральных гидротранспортных систем</p> <p><i>Музыкаин Ю. Д.</i> Определение герметичности уплотнений при стендовых испытаниях</p> <p><i>Дечев В. И., Кидина Г. Н., Белая Н. И., Тютюня Л. Б.</i> Гидравлическое сопротивление нижней изоляции обмоток трансформаторов большой мощности</p> <p><i>Александровский Д. Я.</i> К профилированию полости рабочего колеса радиально-осевой насос-турбины</p> <p><i>Колесников В. П., Славотинский М. В., Соколов В. И.</i> О влиянии диссипации энергии потока жидкости через дроссель на изменение ее температуры</p>	<p>3</p> <p>13</p> <p>19</p> <p>26</p> <p>30</p> <p>39</p> <p>42</p> <p>47</p> <p>52</p> <p>56</p> <p>63</p> <p>68</p> <p>72</p> <p>78</p> <p>81</p> <p>86</p> <p>93</p> <p>99</p> <p>101</p> <p>108</p> <p>115</p> <p>117</p>
---	--