

УДК 531.7., 532.517/045

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ МОРСКОГО ВОЛНЕНИЯ ВОЛНОВЫМ  
ДВИЖИТЕЛЕМ В ВИДЕ КОЛЕБЛЮЩЕГОСЯ КРЫЛА ДЛЯ ДВИЖЕНИЯ  
СУДНА

В.Т.ГРИНЧЕНКО, В.Н.ГЛУШКО, В.П.КАЯН.

ИНСТИТУТ ГИДРОМЕХАНИКИ НАНУ

Киев 2018

Ключевые слова; волновой движитель (ВД), плавниковый движитель (ПД), двигательно-двигательный комплекс (ДДК), машущий движитель (МД), колеблющееся крыло (КК), электромагнитный двигатель (ЭМД), энергия морского волнения (ЭМВ), качка, гидродинамика волн, высота  $h_с$  и длина волны  $l_с$ , судно. (Стр.104, таблицы 3, рис. 83, источники 79).

Объект исследований - энергия морского волнения (ЭМВ), волновой движитель (ВД), колеблющееся крыло (КК), системы их управления с точки зрения применения их на судах различного назначения.

Цель работы - исследование возможности применения ВД и ПД на судах различного водоизмещения и назначения, выбор наиболее эффективной схемы ВД с точки зрения реализации им ЭМВ, повышение его эксплуатационной эффективности.

Предложены способы обеспечения оптимальных значений коэффициента тяги и КПД движителя, а так же наиболее выгодная схема волнового (плавникового) движителя с рабочим органом в виде КК.

## **Предисловие**

В настоящее время запрос на дешевую первичную энергию значительно превышает предложение и в мире чувствительно ощущается ее нехватка. Это приводит к свертыванию ряда направлений в судостроении, оказывающихся несостоятельными перед лицом энергетических трудностей, а также к отказу от перспективных, но энергоемких технологий.

Наконец, существенные потребности в энергетическом топливе требуют обратиться к более рациональному использованию энергоносителей - угля, нефти, газа - чем их простое сжигание, вызывающее катастрофические последствия для окружающей среды. К этому следует добавить, что при среднегодовых темпах прироста использования энергии (около 4%), мировые

запасы нефти будут исчерпаны примерно за 50 лет, газа - за 60 лет и угля за 70-140 лет.

По оценке ученых запасы кинетической энергии волнения мирового океана оценивается в 2,7 млрд. кВт [1], что составляет около 30% потребляемой в мире электроэнергии. Утилизация этой энергии, даст возможность реализовать природную энергию моря.

Самым значительным направлением в использовании энергии океана является появившаяся лишь недавно (в последние десятилетия) волновая энергетика [1-6]. Впечатляющей является сама идея получения энергии от морских волн, хотя эта возможность и не связана с каким-либо выдающимся изобретением знаменующим событие в технике. Она выступает как результат и выражение достаточно высокого мирового научного и технологического потенциала. И сегодня вопрос заключается не в принципиальной реализуемости волновых движителей, а о том, насколько их выполнение оправдано и увязано с необходимостью удовлетворения комплексов требований, среди которых собственно энергетические проблемы не являются самодовлеющими. Сюда относится в первую очередь все более отчетливо осознаваемая необходимость изменения структуры энергоносителей путем развития альтернативных (по отношению к нефти, газу и углю) источников энергии для уменьшения загрязнения среды и создания предпосылок внедрения альтернативных технологий ископаемому топливу. Появление и развитие волновой энергетике свидетельствует о ее способности стать одним из фрагментов сложной картины энергетике будущего.

**Содержание.....3**

**Глава 1. Постановка задачи использования ЭМВ для движения судов.....7**

Литература к главе 1.....	14
<b>Глава 2. Экспериментальное исследование гидродинамических характеристик ВД с жестким КК в качестве рабочего элемента.....</b>	<b>15</b>
§. 2.1 Аппаратура и методика проведения тензометрических измерений гидродинамических сил на колеблющемся крыле для синусной колебательной установки.....	17
§. 2.2 Изменение мгновенных гидродинамических сил на крыле в течение периода колебаний.....	22
§. 2.3 Исследование влияния кинематики колеблющегося крыла на величину создаваемой им тяги.....	28
§. 2.4 Коэффициент полезного действия колеблющегося крыла.....	47
Заключение.....	58
Литература к главе 2.....	59
<b>Глава 3. Исследование влияния деформации профиля волнового движителя в виде колеблющегося крыла на его гидродинамические характеристики.....</b>	<b>60</b>
§. 3.1. Методика исследований.....	61
§. 3.2. Результаты исследований.....	61
Заключение.....	64
Литература к главе 3.....	67

<b>Глава 4. Способы обеспечения максимальных пропульсивных характеристик волнового движителя в виде колеблющегося крыла.....</b>	<b>68</b>
<b>§. 4.1 Способ обеспечения максимального коэффициента тяги <math>K_T</math> волнового движителя в виде колеблющегося крыла.....</b>	<b>68</b>
<b>§. 4.2 Способ обеспечения максимальной экономичности КПД<math>\eta</math> волнового движителя в виде колеблющегося крыла.....</b>	<b>74</b>
<b>Заключение.....</b>	<b>78</b>
<b>Литература к главе 4.....</b>	<b>79</b>
<b>Глава 5. Экспериментальное исследование работы плавникового движителя с упругим закреплением лопасти.....</b>	<b>80</b>
<b>§. 5.1. Экспериментальная установка.....</b>	<b>81</b>
<b>§. 5.2. Аппаратура и методика проведения исследований.....</b>	<b>86</b>
<b>§. 5.3. Экспериментальные результаты.....</b>	<b>88</b>
<b>Заключение.....</b>	<b>91</b>
<b>Литература к главе 5.....</b>	<b>91</b>
<b>Глава 6. Влияние параметров морского волнения на величину тяги, создаваемой волновым движителем в виде колеблющегося крыла с упругой заделкой.....</b>	<b>92</b>
<b>§. 6.1. Постановка задачи.....</b>	<b>92</b>
<b>§. 6.2. Экспериментальная установка и методика исследований.....</b>	<b>94</b>
<b>§. 6.3. Результаты исследований.....</b>	<b>97</b>

**Заключение.....100**

**Литература к главе 6.....101**

## **Глава 1. Постановка задачи использования ЭМВ для движения судов.**

Судно будучи окружено во время движения совершенно даровой волновой энергией моря, воспринимает эту энергию как источник неудобства и вреда. Более того, чтобы избавиться судно от воздействия этой энергии, прибегают к техническим средствам (успокоителям качки) [1,3-6], требующим почти всегда дополнительного расходования судном собственной энергии из внутренних ресурсов.

Проблемой исключительной важности является разработка практических методов использования ЭМВ, с целью создания движущей силы. Несмотря на естественность такой постановки проблемы, мысли ученых и изобретателей были направлены главным образом в сторону использования ЭМВ в технических устройствах - успокоителях качки. Так как часть волновой энергии, воспринимаемая судном в естественных условиях, превращается в энергию движения самого судна, именуемого качкой, то можно заранее предположить, что отведение части этой энергии на цели увеличения хода судна будет означать уменьшение его качки и, следовательно, улучшение целого ряда важнейших условий работы судна и повышение безопасности плавания.

Для того чтобы ориентировочно оценить размер тех энергетических ресурсов, с которыми в этом случае имеем дело, приведем пример расчета мощности потока энергии, "подводимой" к судну в виде ЭМВ.

В работе академика АН УССР Г.Е.Павленко [6] предложен приблизительный расчет количественной оценки части ЭМВ, которую может

утилизировать судно. Так для судна, имеющего длину  $L_c = 200\text{м}$ , находящегося на волне, длина которой равна  $L_e = 100\text{м}$  и амплитуда колебаний  $A = 3\text{м}$ , подсчитано количество энергии, протекающей через сечение, выделенное двумя вертикальными прямыми, проходящими через оконечности судна, предполагая, что оно стоит лагом к волне.

Искомая мощность составила около 75000 л.с.

Таким образом, мимо судна находящегося на волне, непрерывно течет поток энергии мощностью во много десятков тысяч кВт. Задача заключается в том, чтобы заставить эту энергию служить целям ходкости и энергоэффективности судна.

Совершенно очевидно, что не может быть и речи о том, чтобы передать судну весь этот колоссальный резерв ЭМВ. Не следует также думать, что с помощью простых средств удастся использовать хотя бы большую часть этого резерва.

Однако надо иметь в виду, что речь идет об источнике совершенно даровой энергии. И если коэффициент использования ЭМВ будет и не очень большим и если выигрыш в скорости судна или экономия его энергозатрат будет не очень велика, то полученная от ЭМВ (с помощью различных устройств) полезная работа может дать или существенное приращение скорости судна или экономию топлива.

Необходимо только, чтобы устройства, использующие ЭМВ, не были слишком дорогими, сложными в управлении, чтобы их амортизация и эксплуатационные расходы не превысили приносимых выгод.

Рассмотрим более подробно, что происходит с "подтекающими" к судну запасами энергии, если судно имеет обычную конструкцию и не снабжено какими - либо специальными устройствами для использования ЭМВ.

Первая часть механической энергии волнообразования проходящая мимо

корпуса судна, оттекает бесследно в форме волн уменьшенной интенсивности, уходящих с подветренного борта.

Вторая часть энергии отражается от судна и оттекает в виде волн уменьшенной интенсивности, идущих навстречу набегающим волнам от наветренного борта.

Третья часть энергии рассеивается при ударе волн о корпус судна и остается в виде энергии брызгообразования, завихрения и нагревания воды.

Наконец четвертая часть энергии идет на раскачивание судна и аккумулируется им в виде механической энергии колебательного движения.

Каждая из этих частей может служить объектом ее улавливания. Наиболее перспективной представляется последняя часть, уже превращенная судном в энергию качки.

Необходимо иметь в виду, что аккумуляция энергии качки имеет свои ограничения, так как одновременно с накоплением ЭМВ происходит и ее рассеивание, вследствие возникновения сил сопротивления качке. Рассеивание энергии тем интенсивнее, чем больше размахи качки, поэтому предел раскачивания наступает тогда, когда среднее в единицу времени количество воспринимаемой корпусом энергии и рассеиваемой энергии станут равными. Отсюда, чем меньше сопротивление корпуса судна качке, тем большее количество энергии оно может вобрать в себя.

Поэтому, имея целью использование энергии качки с помощью специальных устройств, нужно стремиться к тому, чтобы корпус судна оказывал как можно меньшее сопротивление при качке, а главную роль в гашении размахов качки выполняло устройство для использования ЭМВ, другими словами, чтобы рассеивание энергии качки происходило путем ее утилизации через специальное устройство и возможно меньше путем непосредственной отдачи энергии корпусом воде.



Впервые в 1936 г. обратил внимание на эту проблему "пионер" в области использования энергии качки на волнении для движения судна, Г.Е.Павленко [5,6]. Он, в частности, произвел приближенную количественную оценку той части ЭМВ, которая может превращаться в энергию качки судна. По его расчетам в энергию качки может превратиться сравнительно небольшая часть ЭМВ, равная примерно 15%, что представляет собой весьма внушительную величину, а самое главное, эту энергию судно уже "держит в руках" и притом в форме механической энергии качки.

В судостроении в последние десятилетия ведутся интенсивные работы по созданию ДДК судов [8], обладающих высокой маневренностью, надежностью и главное - экономичностью. С этой точки зрения представляет повышенный интерес механизм индуцирования движущей силы плавниками рыб и морских млекопитающих, которые благодаря длительной адаптации являются весьма совершенными [7-14]. Поэтому изучение и использование оптимальных характеристик движителей бионического типа является одним из наиболее перспективных направлений в создании судовых ДДК нового поколения.

Среди движителей бионического типа наибольшее распространение получили: плавниковый, пульсирующий и волновой.

Данная работа посвящена экспериментальным исследованиям гидродинамических характеристик колеблющегося крыла, как рабочего органа движителя, - (такой движитель иногда называют "машущим", "плавниковым" "волновым" или движителем типа "колеблющееся крыло"), причем, в качестве рабочего элемента такого движителя может рассматриваться как жесткое крыло, так, - и гибкое. Следует отметить, что если задача о колебаниях в жидкости жесткого крыла изучалась в работах многих исследователей, то гидродинамика гибкого крыла ранее практически не исследовалась.

Для изучения поставленной задачи в Институте гидромеханики НАН Украины (ИГМ НАНУ) был разработан ряд экспериментальных установок,

методики проведения исследований на них, проведена обработка результатов исследований и получены достоверные данные в удобном для практического использования виде.

На экспериментальной синусной установке проведен цикл экспериментальных исследований как с жестким, так и с гибким крылом. Такой подход дает наиболее полную и всестороннюю картину полученных экспериментально гидродинамических характеристик жесткого и гибкого крыльев одинаковой геометрии.

Анализ результатов экспериментальных исследований гидродинамических характеристик колеблющихся крыльев позволяет сделать выводы, с помощью которых при проектировании ДДК, в частности различных надводных и подводных тихоходных аппаратов, можно будет подобрать наиболее оптимальные или экономичные режимы работы движителя по величине создаваемой им тяги.

Достоверность полученных результатов исследований основывается на сопоставлении большого количества экспериментальных результатов с данными других авторов. При этом также есть возможность уточнить уже известные экспериментальные данные в этой области.

Широко распространенное в природе и применяемое в качестве движителя колеблющееся крыло (плавник), является обычно эластичным. Изучение принципов движения гидробионтов и пропульсивных качеств их движителей говорит о перспективности использования в технике бионических движителей типа "колеблющееся крыло". Однако в связи со слабой изученностью проблемы в целом и отсутствию научно обоснованных рекомендаций по практическому использованию гибких крыльев в качестве движителей в технике пока еще в основном используются жесткие крылья.

Несмотря на активное развитие численных методов в нестационарной гидродинамике и все более широкое внедрение численного эксперимента, роль

физического эксперимента не снижается и даже возрастает поскольку он необходим для проверки достоверности разработанных математических моделей. Сегодня эффективное решение новых классов задач нестационарной гидродинамики возможно только при органическом единении теории и эксперимента.

Основные закономерности образования гидродинамических сил на колеблющемся крыле получены и осмыслены в рамках линейной теории. Классические результаты относятся к случаю либо поступательных либо чисто вращательных колебаний. Наиболее интересны при использовании ЭМВ совместные вращательно - поступательные колебания крыла, которые в классических работах подробно не рассматривались.

С физической точки зрения совершенно очевидно, что любые выступающие за обводы подводной части корпуса судна устройства увеличивают его гидродинамическое сопротивление как при движении на тихой воде, так и в условиях волнения. Это положение в полной мере относится и к крыльям, как подвижным во время работы, так и установленным жестко.

В то же время, - на крыле, в том числе и установленном неподвижно, благодаря отклонению вектора набегающего потока от горизонтали при волнении и качке судна, и появлении на крыле угла атаки  $\alpha \neq 0$ , будет возникать подъемная сила.

Обычно считают, что движение частиц воды в волне происходит по круговым орбитам. Сама волна имеет профиль трохoidalного типа. В точках пересечения профиля волны с линией, соответствующей уровню невозмущенной поверхности моря, скорости воды  $V_в$  направлены вертикально вниз или вверх. Если за бортом судна в воде установить горизонтально крыло таким образом, чтобы оно находилось вблизи поверхности воды, но при этом при любой высоте волны не выходило из воды, то при движении судна вперед при волнении крыло будет обтекаться водой с переменной скоростью  $W$ , являющейся векторной суммой скорости хода судна  $V_с$  и скорости частиц

воды в волне  $V_B$  (рис.1.1,*a*). Если при этом еще периодически поворачивать крыло относительно некоторой горизонтальной оси так, чтобы крыло обтекалось под оптимальным углом атаки (без отрыва потока) и возникающая на крыле подъемная сила  $Y$  была направлена наклонно вперед (рис.1.1,*б*), появится возможность дополнительно увеличить горизонтальную составляющую силы  $T$ , которая будет дополнительной тягой, содействующей движению судна вперед. Очевидно, что такие движения крыла определяется параметрами волны, т. е. ее высотой и длиной, и скоростью движения судна, иными словами, частотой встречи крыла со следующими друг за другом гребнями волны.

Такой волновой движитель крыльевого типа позволяет непосредственно преобразовывать кинетическую энергию орбитального движения воды в волне в тягу.

На судах, которые в значительной степени подвержены килевой качке, более целесообразно было бы использовать не непосредственно кинетическую энергию орбитального движения воды, а энергию качки судна, т.е. колебательного движения корпуса судна относительно уровня моря. Однако, поскольку судно на волнении обычно подвержено качке, то крыло вместе с корпусом будет совершать некоторые вертикальные перемещения, что уменьшит величину действующей на крыло скорости  $V_B$ , и, следовательно, эффективность такого движителя. В этом случае заглубление крыла делается значительно большим так, чтобы крыло работало в мало возмущенной среде.

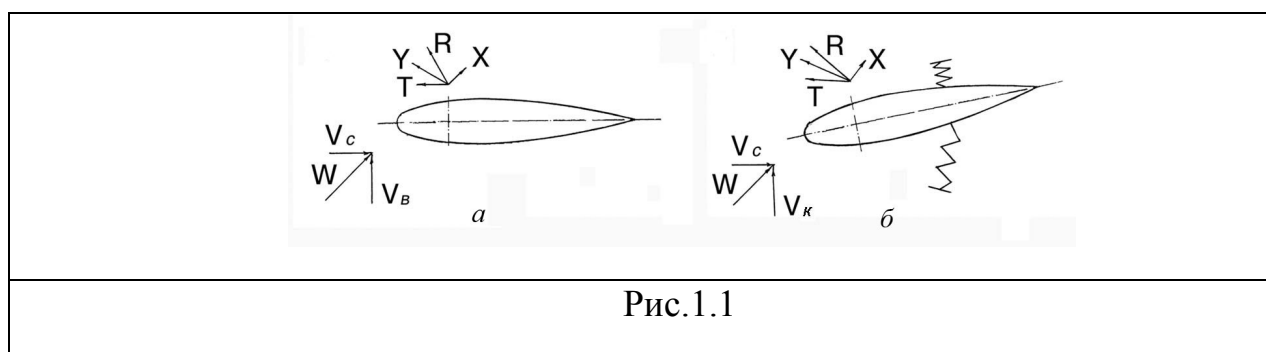


Рис.1.1

Действующие на крыло силы

*a* – крыло с жесткой заделкой, *b* – крыло с упругой заделкой

Связанное с корпусом крыло получает дополнительную вертикальную скорость  $V_k$ , которая может быть существенно выше, чем соответствующая этому моменту времени орбитальная скорость частиц в воде  $V_b$  (рис.1.1а). Если крыло имеет ось вращения, расположенную значительно ближе к носку профиля, чем центр давления, то под действием гидродинамических сил крыло будет стремиться занять флюгерное положение и отклонится от первоначального положения в сторону действия этих сил. Если ограничить поворот крыла некоторыми пружинными упорами (как на рис.1.1б), то оно займет некоторое промежуточное положение между исходным и флюгерным под некоторым углом атаки к набегающему потоку  $W$ .

Достоверность полученных результатов исследований основывается на сопоставлении большого количества экспериментальных результатов с данными других авторов. При этом также есть возможность уточнить уже известные экспериментальные данные в этой области.

### **Литература к главе 1**

1. Росс Д. Энергия волн. - Л.: Гидрометеиздат, 1981. - 111с.
2. Шмырев А.Н., Мореншильд В.А., Ильина С.Г. Успокоители качки судов. - Л.: Судпромгиз, 1961. - 516 с.
3. В. Т. Гринченко, И. В. Волк, В. Т. Маципура Основы акустики, - Киев, Наукова думка, 2007, 640 с.
4. Шмырев А.Н. и др. Успокоители качки судов - Л.: Судостроение, 1972
5. Басин А.М. Качка судов. - М.: Транспорт, 1969.
6. Павленко Г.Е. Качка судов. - Л.: Гострансиздат, 1935.
7. Павленко Г.Е. Исследование энергии качки на волнении для движения судов //Сб. "Судостроение". - 1936. - №6.

8. Петрова П.Н. Гидробионика в судостроении. - Обзор ЦНИИТЭИС. - Л. : 1970. - 270 с. 21.
9. Сенькин Ю.Ф. Движет судно энергия волн // ж. "Катера и яхты". - 1987. - N 2.
10. Gray J. Aspects of locomotion of whales // Nature. – 1948 - v.161, № 4084. - P.199-200.
11. Taylor G. Analysis of the swimming of long and narrow animals // Proc. Royal Soc. London. – 1952. A214. – P.447.
12. Каян В. П. О гидродинамических характеристиках плавникового движителя дельфина // Бионика.- 1979.– Вып.13.– С. 9–15.
13. Козлов Л. Ф. Теоретическая биогиродинамика // К. «Вища школа». – 1983. – 238стр.
14. Gray J. How fish swim // Scient. Amer - 1957, v.197. – P. 48-54.
15. Bainbridge R. The speed of swimming of fish as related to size and to frequency and amplitude of the tail beat // Journ. Exper.Biology. - 1958, 35. – P.109-133.

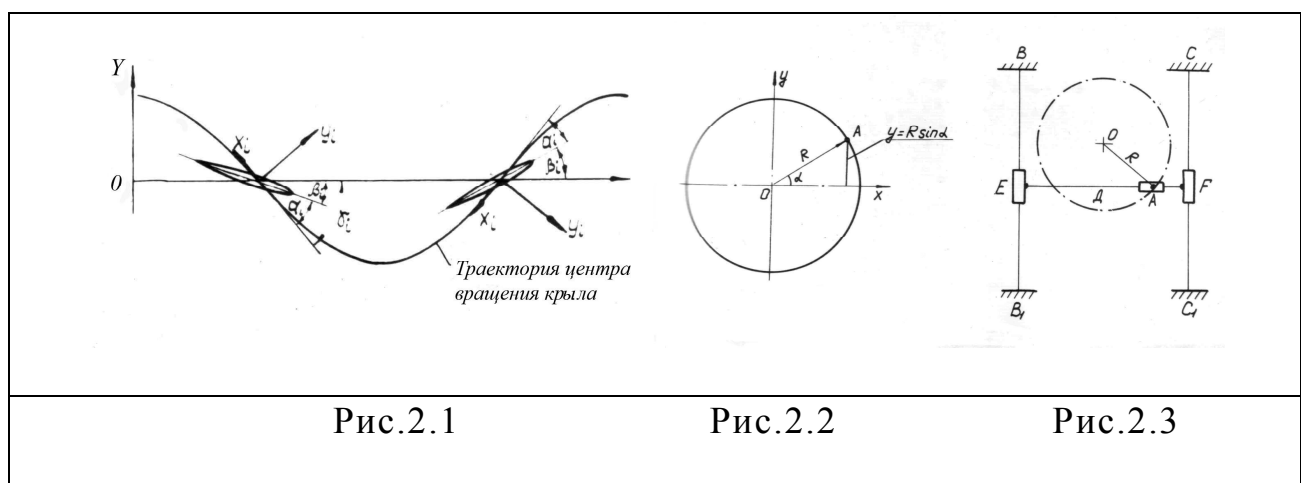
## **Глава 2. Экспериментальное исследование гидродинамических характеристик ВД с жестким КК в качестве рабочего элемента.**

Решения теоретической задачи об определении гидродинамических характеристик колеблющегося крыла в зависимости от изменения различных кинематических параметров имеются к настоящему времени с рядом ограничений. Сопоставить такие теоретические исследования с экспериментом и определить пределы применимости предлагаемых решений должны комплексные и систематические экспериментальные исследования, результаты которых будут весьма существенны для решения данной проблемы.

Экспериментальные исследования гидродинамики жесткого прямоугольного вертикально колеблющегося крыла проводились при обратном движении, в диапазоне величин относительной поступи колеблющегося крыла  $\lambda_p = \frac{V_x}{A_0 \omega}$ , (см. 2.9) при  $\lambda_p = 0 \div 4,5$ , графически представлены зависимости пропульсивных характеристик колеблющегося крыла (коэффициент тяги  $C_T$ ,  $K_T$  (см. 2.3, 2.4) и гидромеханический КПД  $\eta$  (см. 2.11). от величины линейных  $A_0$  и угловых  $\beta_0$  амплитуд колебаний крыла и от величины  $\lambda_p$ .

Использовалось крыло прямоугольной формы в плане с симметричным профилем типа *NACA-0015*; хорда профиля;  $b = 0,12$  м с удлинением  $\lambda = b/l = 3$ , где  $l$  - размах крыла). Крыло выполнено из дюралюминия пустотелым (нулевой плавучести) так, чтобы его масса равнялась массе вытесненной им воды [1].

Универсальная синусная установка [1], принцип работы и конструктивные особенности которой приведены ниже, предназначена для исследования при нестационарном режиме обтекания гидродинамики крыльев различной формы в плане при синусоидальном законе их угловых и вертикальных колебаний. На рис.2.1 показана траектория центра вращения крыла.



Принцип действия синусного механизма заключается в следующем. Если точка  $A$  (рис. 2.2) движется по окружности и угол  $\alpha$  между осью  $Ox$

и радиусом-вектором  $R$  точки  $A$  определяется как  $a = \omega t$ , где  $\omega = 2\pi f$  - число оборотов радиуса-вектора 1(сек), то вертикальные колебания точки  $A$  в функции времени осуществляются по синусоидальному закону. Схема работы синусного механизма представлена на рис. 2.3.

Кривошип  $OA$  вращаясь вокруг точки  $O$ , заставляет ползун скользить по кулисе  $EF$ . При этом, под действием усилий, возникающих при вертикальных перемещениях ползуна по окружности с радиусом  $R$ , кулиса  $EF$  совершает возвратно-поступательные вертикальные перемещения по направляющим  $BB_1$  и  $CC_1$  при этом усилие от горизонтальных перемещений ползуна  $A$  вдоль кулисы из-за незначительной величины трения скольжения на нее не передаются.

### **§. 2.1. Аппаратура и методика проведения тензометрических измерений гидродинамических сил на колеблющемся крыле.**

На спроектированной и изготовленной в ИГМ НАНУ экспериментальной синусной установке проведен цикл экспериментальных исследований гидродинамики жесткого прямоугольного колеблющегося крыла при обращенном движении. Графически представлены зависимости пропульсивной характеристики колеблющегося крыла (коэффициента тяги  $K_T$ ) от величины линейных  $A_0$  и угловых  $\beta_0$  амплитуд колебаний крыла и от величины относительной поступи  $\lambda_p$ .

Конструкция синусной установки обеспечила возможность проведения широкомасштабного эксперимента в малоисследованном диапазоне кинематических и геометрических параметров, анализ полученных результатов с точки зрения существующих теоретических представлений, позволил выявить наиболее интересные режимы движения крыла с точки зрения получения максимальной тяги, а также выработать практические



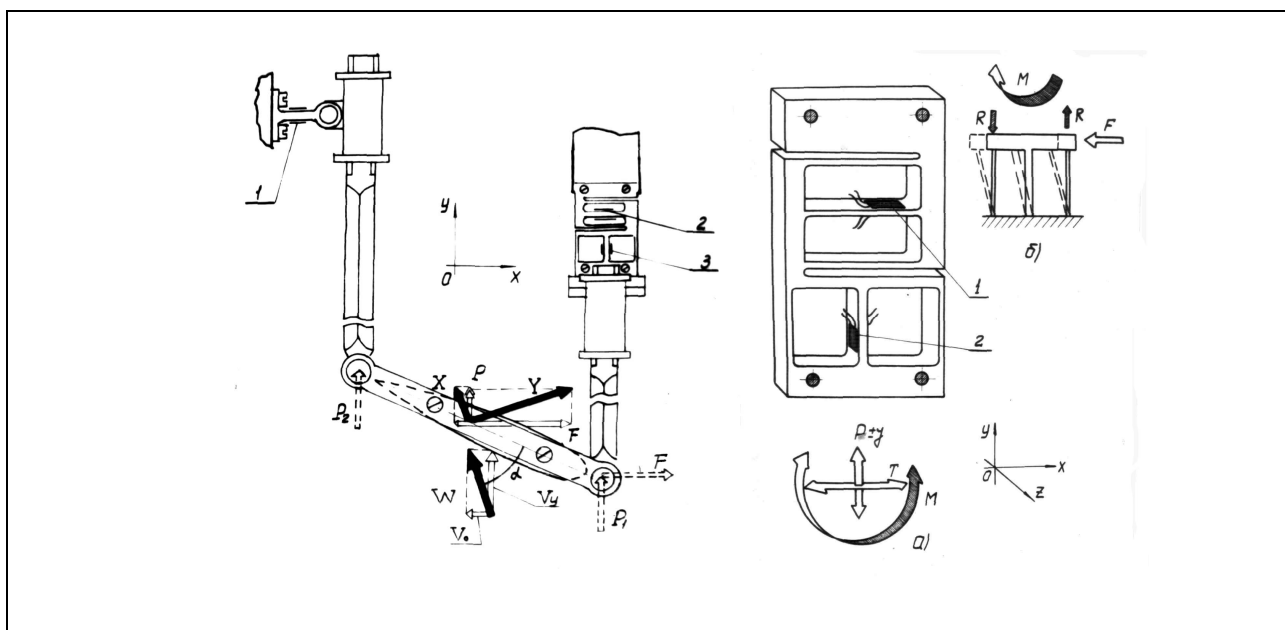
рекомендации для эффективного использования колеблющегося крыла при конструировании различных движительно - двигательных комплексов .

Экспериментальные исследования гидродинамических сил проводились на жестком прямоугольном крыле с удлинением  $\lambda = 3$  с профилем НАСА - 0015 которое было выполнено из дюралюминия Д 16Т, пустотелым, с нулевой плавучестью [1,4-8,11,12].

Внутри крыла вдоль размаха на расстоянии  $0.3b$  от носка профиля проходил жесткий лонжерон, на концах которого на кромках крыла жестко крепились пластины с двумя шарнирами так, что оси шарниров совпадали с линией передней и задней кромок крыла. К указанным шарнирам крепились тяги экспериментальной установки.

Поверхность крыльев технически гладкая, хорда крыла  $b = 0,12\text{м}$  расстояние между осями шарнирных опор хорды – держателя  $z = 0,12\text{м}$ .

Исследуемое крыло через четыре шарнира по концевым хордам с помощью двух пар тяг и двух тензоэлементов крепилось к проушинам кареток синусных механизмов через тензобалки (одно - и двухкомпонентную).



На рисунках 2.4 и 2.5 показан внешний вид и принцип работы этих тензобалок.

В результате взаимодействия крыла с набегающим потоком жидкости (вектор истинной скорости потока  $W = V_x + V_y$ ) на нем появляются подъемная сила "  $Y$  " и сила гидродинамического сопротивления "  $X$  ". После разложения этих сил в поточной системе координат (ось  $X$  направлена противоположно  $V_x$ ) получаем действующую по оси  $OX$  силу тяги  $F$  и по оси  $OY$  поперечную силу  $P$ . Сила  $P$  воздействует на тяги через шарниры в виде двух сил  $P_1 + P_2 = P$ .

Горизонтальную силу тяги  $F$  воспринимает только передняя тяга с двухкомпонентной тензобалкой, т.к. задняя тяга крепится к однокомпонентной тензобалке через шарнир.

Поскольку пары тяг находились в прямолинейном неравномерном движении вдоль оси  $OY$ , на тензобалки 1 и 2, воспринимающие вертикальные силы, действовали также знакопеременные инерционные силы от движущихся масс обеих тяг и крыла, таким образом тензобалки 1 и 2 фиксировали векторную сумму поперечных гидродинамических сил  $P_1$  и  $P_2$  и инерционных сил  $I_1$  и  $I_2$ . Для определения  $I_1$  и  $I_2$  проводилась динамическая тарировка, т.е. тяги с хордой - держателем и с конкретным крылом, - колебались в воздухе с заданными частотой  $f$  и амплитудой  $A_0$ . По известным ускорениям и массам вычислялись инерционные силы  $I_1$  и  $I_2$  и сравнивались с замеренными на установке при колебании крыла в воздухе.

Задние тяги крепились шарнирно к однокомпонентной тензобалке 3 балочного типа, которая реагировала только на воздействие силы  $P_2$ .

Передние тяги жестко крепились к двухкомпонентной тензобалке рамочного типа, эта тензобалка (рис. 2.5) содержит два упругих параллелограмма, принцип работы тензобалки следующий: под действием силы  $\bar{F}$  происходит перемещение верхних концов боковых стоек и деформация среднего элемента, на котором наклеены тензодатчики 2. От внешнего момента  $M$  в стойках возникают силы  $P_1$  и  $P_2$ , образующие момент, который противодействует  $M$ . В тензобалке два параллелограмма сориентированы так, что срединный тензоэлемент деформируется от вертикальной силы  $(\bar{P} + \bar{J})$ , а срединный тензоэлемент 2 - только от горизонтальной силы  $\bar{F}$ . Статическая тарировка тензоэлементов показала, что при нагрузке передней тяги вертикальной силой величина сигнала на тензоэлементе 2 составляет лишь 2 - 3 % от величины сигнала на элементе.

При деформации срединных тензоэлементов 1 и 2 происходил разбаланс мостов в электроцепях, в которые включены тензодатчики и полезный сигнал поступал на осциллограф, при этом от вибрации механических частей установки полезный сигнал, снимаемый с тензодатчиков некоторым образом искажался. Другим видом помех были наводки питающей сети и высокочастотные импульсные всплески, вызванные искрением в щетках электродвигателя. Для устранения помех в измерительную схему каждого датчика, после усиления сигнала тензостанцией ТА-5 устанавливался фильтр низкой частоты (ФНЧ). Блок-схема прохождения и обработки полученных сигналов представлена на рис. 2.6.

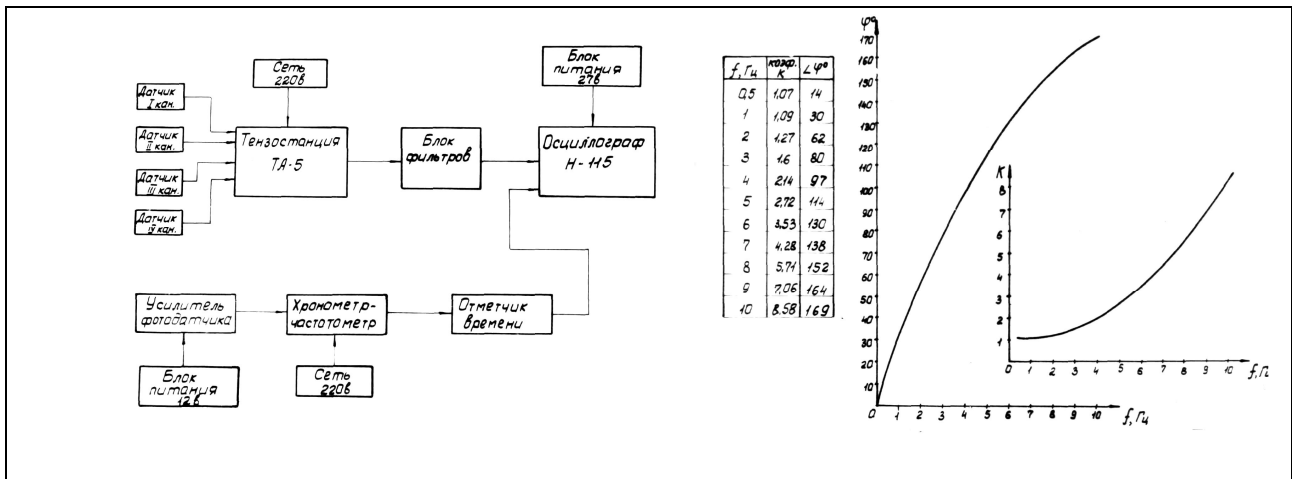


Рис. 2.6

Рис. 2.7

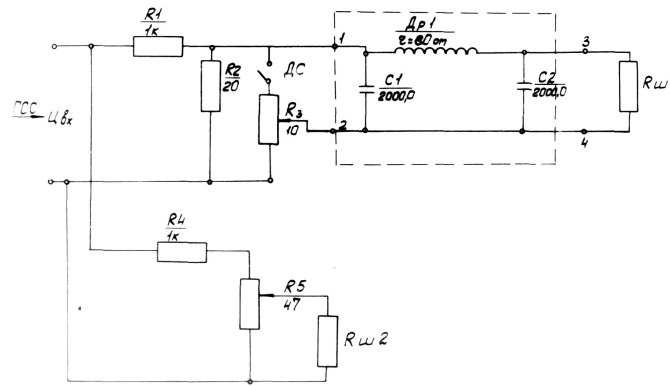


Рис. 2.8.

Так, - как блок фильтров ( $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3$ ) в свою очередь приводит к искажению полученных полезных сигналов, были проведены амплитудные и фазовые тарировки каждого фильтра, пример тарировочных зависимостей показан на рис. 2.7.

Видно, что степень искажения сигнала пропорциональна частоте колебаний.

Во время контрольных тарировочных измерений характеристики снимались на частотах  $f=0-10Гц$  при постоянной амплитуде, с интервалом  $0,5Гц$ . Сигнал от низкочастотного генератора сигналов Г6-27 подавался одновременно на два идентичных шлейфа  $R_{ш1}$  и  $R_{ш2}$  (рис. 2.8). На  $R_{ш1}$  сигнал подавался через фильтр низких частот, а на  $R_{ш2}$  - через

активное сопротивление. Полученный сигнал уменьшался по амплитуде и сдвигался по фазе, (рис. 2.9).

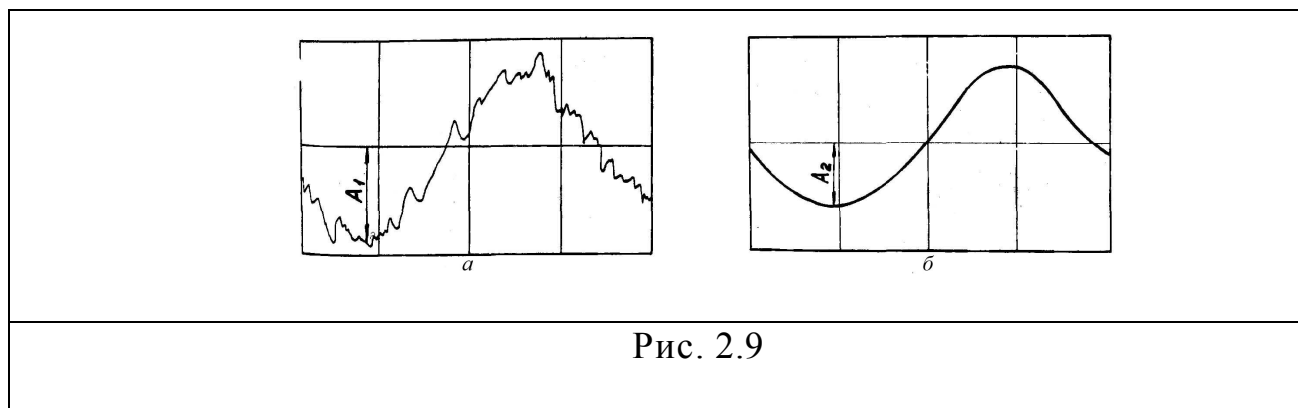


Рис. 2.9

На рис. 2.9а показан начальный сигнал, а на рис. 2.9б после прохождения через фильтр. После фильтров сигнал поступал на осциллограф и записывался на ультрафиолетовую регистрирующую фотобумагу. Контроль за частотой колебаний крыла и постоянством угловой скорости кулисы синусного механизма в течение периода колебаний осуществлялся частотомером с фотодатчика, регистрирующего мгновенные значения угловой скорости на маховике синусного механизма, запись сигналов от тензоэлементов 1,2 и 3 - через тензостанцию велась на осциллографе, куда также записывались отметки времени (20 за один оборот вала синусного механизма), нулевая линия в начале режима и в конце режима.

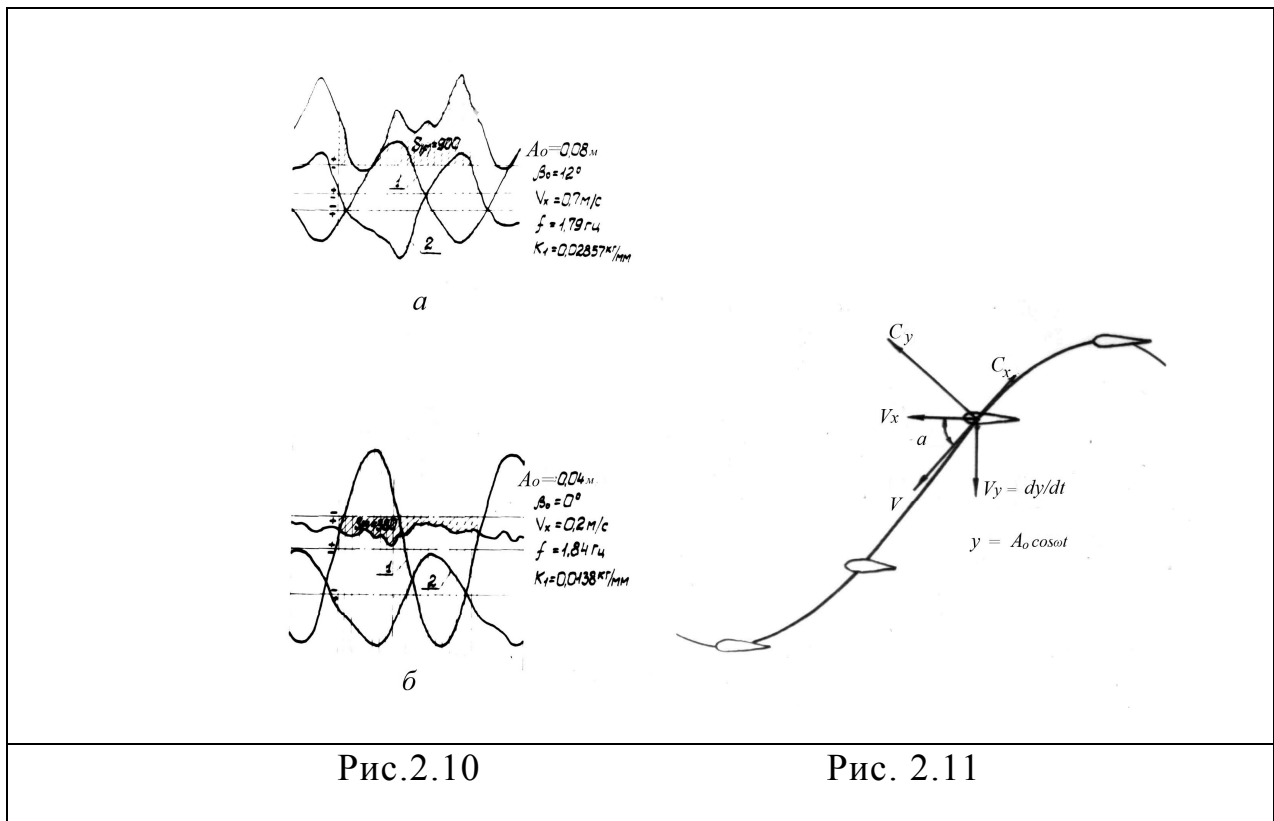
Перед проведением исследований крыло выставлялось в верхнем и нижнем положениях нониусом строго горизонтально, ошибка не превышала 0,5 градуса.

Испытания проводились в гидродинамическом лотке ИГМ НАНУ шириной 1 м. в лотке в месте нахождения установки была сделана выгородка длиной 5 м, для того чтобы уменьшить ширину лотка до 0,7 м. Эксперименты проводились при скоростях набегающего потока от 0 до 0,7 м/с.

## §. 2.2 Изменение мгновенных гидродинамических сил на крыле в течение периода колебаний

Как было сказано выше в настоящих опытах исследовалось жесткое прямоугольное крыло. Для каждого цикла испытаний проводилась статическая тарировка тензобалок с записью на ленте осциллографа, по данным которой строились затем тарировочные кривые для каждого из трех тензоэлементов. Кроме того, проводилась динамическая тарировка тензоэлементов при колебаниях крыла в воздухе.

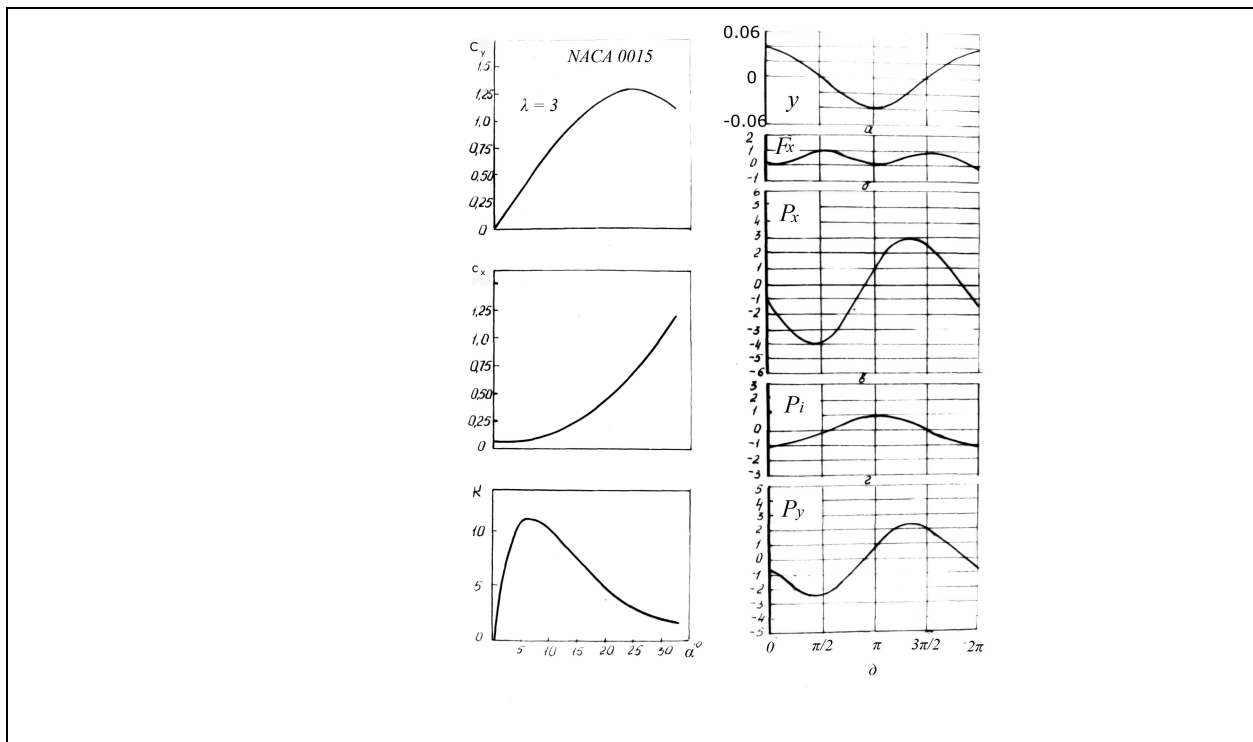
Примеры записей осциллограмм для некоторых режимов приведены на рис. 2.10.



(кинематические параметры колебаний крыла во время эксперимента выписаны в правой части рисунка).  $K_1$  - тарировочный коэффициент тензобалки измеряющий  $F_i$ . Заштрихованные площади на рис. 2.10а и рис. 2.10б показывают сумму мгновенных значений силы  $F_i$  колеблющегося крыла, зарегистрированной двухкомпонентной тензобалкой

экспериментальной установки. Кривые 1 и 2, близкие по форме синусоиде, являются осциллографическими записями картины изменения мгновенных вертикальных сил  $P_{1i}$  и  $P_{2i}$ , регистрируемых тензобалками (см. рис.2.4 и рис.2.5). Для удобства обработки экспериментальных записей, электрические сигналы от тензоэлементов регистрирующих вертикальные силы, подавались на осциллограф с противоположными знаками и "+", и "-" из-за чего кривые 1 и 2 на осциллограммах расположены в противофазе, хотя силы  $P_{1i}$  и  $P_{2i}$  действуют в одном направлении.

На рис. 2.11 показано несколько положений крыла в процессе поступательных колебаний по закону  $y = A \cos \omega t$ . В скоростной системе координат изображены также направление подъемной силы и силы сопротивления, угол атаки, определяемый из очевидного соотношения  $\operatorname{tga} = \frac{V_y}{V_x}$ , на рисунке имеет положительное значение [2]. Стационарные характеристики крыла  $C_y = C_y(\alpha)$ ,  $C_x = C_x(\alpha)$ ,  $K = K(\alpha)$  представлены на рис. 2.12.



Как видим, критический угол атаки в этом случае  $\alpha_{кр} \approx 25^\circ$ , а максимальное значение гидродинамического качества достигается при значении  $\alpha \approx 5^\circ \div 7^\circ$ .

Следующий рис. 2.13 характеризует процесс обработки составляющих гидродинамических сил, возникающих на колеблющемся крыле в течении одного периода  $V_x = 0,31$  м/с,  $f = 1$  Гц,  $A_0 = 0,04$  м,  $\beta_0 = 0$ . Здесь представлены горизонтальная составляющая  $F_x$  (тяга крыла),  $P_\Sigma$  - суммарная вертикальная сила, в которую входят  $P_i$  - сила, связанная с инерционными свойствами модели крыла и системой его закрепления и собственно гидродинамическая сила  $P_y$ . С полученных практическим путем осциллограмм интегрированием по площадям определялась средняя за период колебаний горизонтальная составляющая  $F_{cp}$  равнодействующей всех сил, действующих на колеблющееся крыло. Динамическая тарировка показала, что силы  $P_i$  направлены строго вертикально к тензоэлементам, измеряющим горизонтальную силу и этими датчиками не регистрируются. Перед началом каждой серии режимов колебаний крыла записывалась нулевая линия на осциллограмме (см. рис. 2.10), которая уже учитывала силу сопротивления крыла и двух пар тяг потоку воды, таким образом сила  $F_{cp}$  являлась "чистой" силой тяги, которую создает крыльевой движитель и которая может быть использована для преодоления силы сопротивления движущегося транспортного средства, на котором установлен такой движитель.

Для определения КПД $\eta$  волнового движителя, выделялись мгновенные вертикальные составляющие гидродинамических сил, определялись мгновенные вертикальные скорости на передней и задней



кромках крыла и далее вычислялся КПД $\eta$  для каждого режима колебаний по методике, изложенной в §. 2.4.

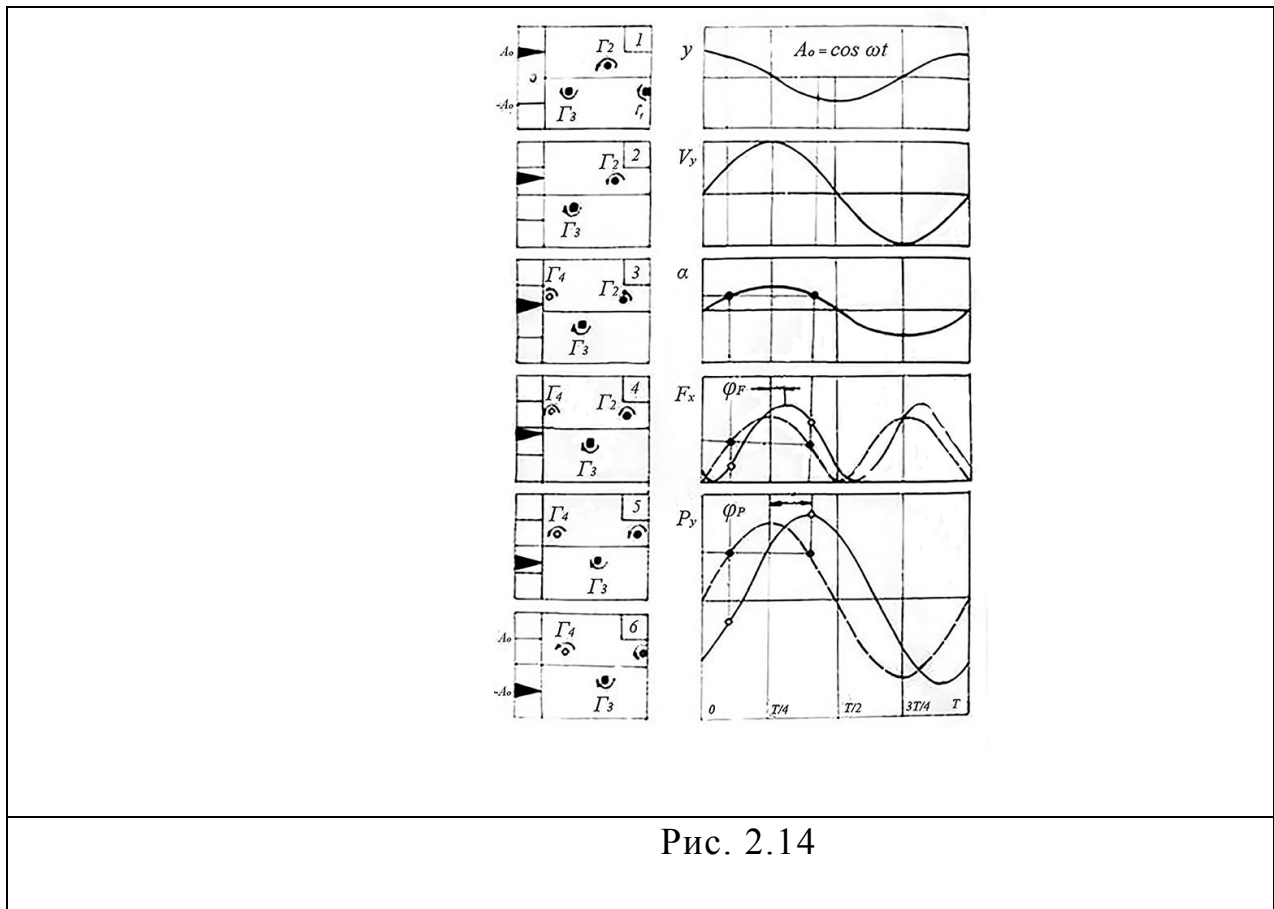


Рис. 2.14

С целью получения более полной картины физических процессов, происходящих при колебаниях крыла в жидкости, на рис. 2.14 предпринята попытка объединить результаты визуализации (предоставленные С. А. Довгим [2]) с результатами тензометрических измерений. Как известно, в процессе колебания за крылом образуется обращенная вихревая дорожка, и согласно схеме В.В.Голубева [3], эти вихри сходят в крайних положениях крыла. Как видно из рисунка в действительности вихрь сходит в некотором промежуточном положении, то есть со сдвигом по фазе относительно закона колебаний. Справа на рисунке представлены; амплитуда вертикальных колебаний крыла  $y$ , вертикальная скорость  $V_y = dy/dt$ , мгновенный угол атаки  $\alpha = \arctan V_y/V_x$ , а также сила тяги  $F_x$  и вертикальная сила  $P_y$ , причем, штриховыми линиями

изображены их квазистационарные значения, сплошными - действительные стационарные. Как следует из рисунка, наличие базового сдвига приводит к тому, что при одинаковых значениях угла атаки на траектории значения сил будут различными.

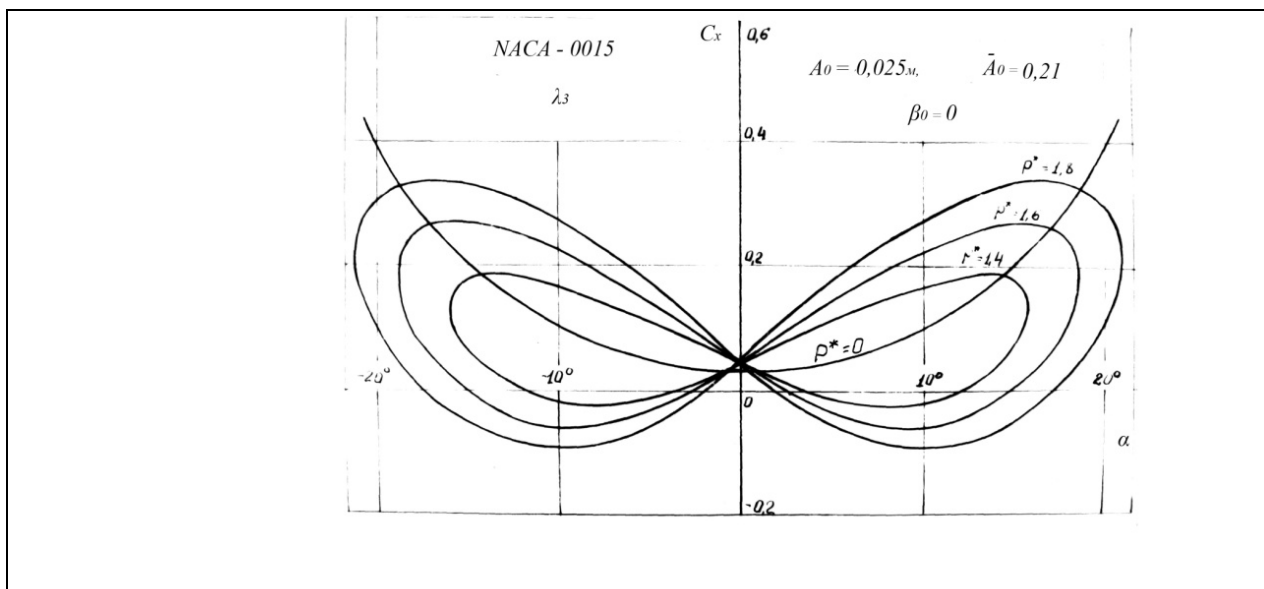


Рис. 2.15

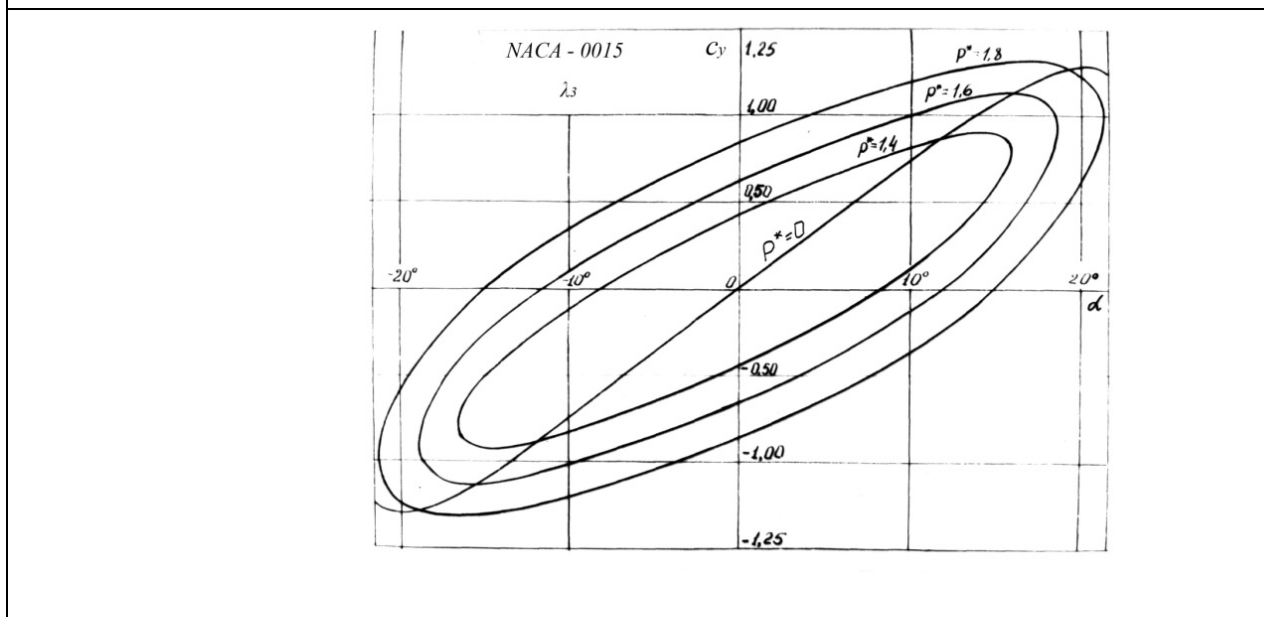


Рис. 2.16

На рис. 2.15 и 2.16 еще нагляднее представлено поведение коэффициента сопротивления  $C_x$  и коэффициента подъемной силы крыла  $C_y$  в скоростной системе координат в зависимости от мгновенного угла

атаки  $\alpha$ . Согласно квазистационарному подходу при отсутствии фазового сдвига  $\varphi_f = \varphi_p = 0$  коэффициенты  $C_x$  и  $C_y$  принимают одинаковые значения при одних и тех же значениях угла атаки  $a$ . Этот случай соответствует незамкнутым кривым на рис. 2.15 и 2.16. Нестационарность процесса, как уже отмечалось, приводит к появлению отличных от нуля сдвигов  $\varphi_F$  и  $\varphi_P$  вследствие чего наблюдается неоднозначность в поведении кривых  $C_x(a)$ ,  $C_y(a)$ , т.е. - одному значению угла атаки соответствуют по два значения  $C_x$  и  $C_y$ . С увеличением частоты (и числа Струхала) сдвиги  $\varphi_F$  и  $\varphi_P$  увеличиваются и гистерезисный вид кривых сохраняется.

### §. 2.3 Исследование влияния кинематики колеблющегося крыла на величину создаваемой им тяги.

Ниже представлены результаты экспериментальных исследований гидродинамических сил, возникающих на колеблющемся в жидкости жестком крыле.

Гармонические колебания крыла обеспечивались экспериментальной синусной установкой, состоящей из электродвигателя с муфтой и редуктором, а также двух синусных механизмов, размещенных на одной фундаментной раме [1]. При работе установки каретки синусных механизмов, опирающиеся роликами на вертикальные направляющие, совершали возвратно - поступательные вертикальные перемещения по закону

$y_i = A_0 \cos \omega t_i$	(2.1)
$y_{2i} = A_0 \cos(\omega t_i - \varphi)$	(2.2)

Где -  $y_i$  мгновенная координата вертикального перемещения;  $A_0$  - максимальная линейная амплитуда вертикальных колебаний;  $\omega = 2\pi f$  -

круговая частота;  $f$  - частота колебаний;  $t$  - время; ( $\varphi$  - угол сдвига по фазе колебаний одного синусного механизма относительно другого). Через две тензобалки крыло посредством двух пар тяг присоединялось к кареткам синусных механизмов. Тяги крепились шарнирно на торцах крыла таким образом, что оси шарниров совпадали с линиями передней и задней кромок крыла, т. е. расстояние между осями передней и задней тяг составляло  $b$ . Передняя тензобалка измеряла горизонтальную и вертикальную составляющие равнодействующей гидродинамических сил, а задняя только вертикальную (т. е. измерялись мгновенные величины силы тяги и поперечных сил  $P_{y_{1i}}$  и  $P_{y_{2i}}$ ). Исследования проводились в гидрлотке при обратном движении и скоростях набегающего потока  $V_x = 0,2 - 0,5$  м./с. Относительное погружение крыла составляло  $H = h/b = 1,55$ , где  $h$  - расстояние от нейтральной оси колебаний крыла до поверхности воды. Величина линейной амплитуды колебаний  $A_0$  в экспериментах задавалась равной  $A_0 = 0,04; 0,06; 0,08; 0,10$  м, величина угловой амплитуды колебаний  $\beta_0$  в зависимости от задания угла  $\varphi$  составляла  $0^\circ - 21,4^\circ$ , с шагом около  $3^\circ$ . Установка обеспечивала устойчивые колебания крыла с частотой  $0,5 - 2,5$  Гц. Полученные на осциллограммах записи измерения величин  $F$ ,  $A$  и  $P_y$ , - в течение периода колебаний подвергались статистической обработке, интегрированием определялась средняя за период колебаний сила тяги  $F$ .

Создаваемая колеблющимся в жидкости крылом тяга, является основным пропульсивным параметром, определяющим эффективность колеблющегося крыла как движителя. Ниже на рис. 2.17 - 2.20 в качестве примеров представлен ряд зависимостей величин средней за период колебаний крыла тяги  $F_{cp}$  от различных кинематических параметров (скорости потока  $V_x$ , частоты колебаний  $f$ , амплитуд линейных и угловых колебаний  $A_0$  и  $\beta_0$ ).

Расшифровка обозначений, принятых на графиках, приведена в таблице 2.1.

Таблица 2.1

*Амплитуда колебаний*

$A_0 = 0,04 м$				$A_0 = 0,06 м$				$A_0 = 0,08 м$				$A_0 = 0,10 м$			
№ поз.	кол-во зубьев	$\beta_0$ [град]	Обозначение	№ поз.	кол-во зубьев	$\beta_0$ [град]	Обозначение	№ поз.	кол-во зубьев	$\beta_0$ [град]	Обозначение	№ поз.	кол-во зубьев	$\beta_0$ [град]	Обозначение
1	0	0	×	1'	0	0	×	1''	0	0	×	1'''	0	0	×
2	2	1°29'	■	2'	3	3°22'	▣	2''	2	2°58'	□	2'''	2	3°43'	■
3	4	2°59'	□	3'	5	5°37'	⊙	3''	4	5°58'	○	3'''	3	5°37'	⊙
4	6	4°30'	●	4'	8	9°01'	△	4''	6	9°01'	△	4'''	5	9°24'	▲
5	8	6°	○	5'	11	12°27'	▽	5''	8	12°	▽	5'''	6	11°44'	▼
6	10	7°31'	▲	6'	13	14°45'	▼	6''	10	15°07'	▽	6'''	8	15°07'	▽
7	12	9°1'	△					7''	12	18°14'	◇	7'''	9	17°04'	◆
8	14	10°35'	*					8''	14	21°27'	◇	8'''	11	21°	◇
9	16	12°5'	▽												
10	18	13°35'	◇												

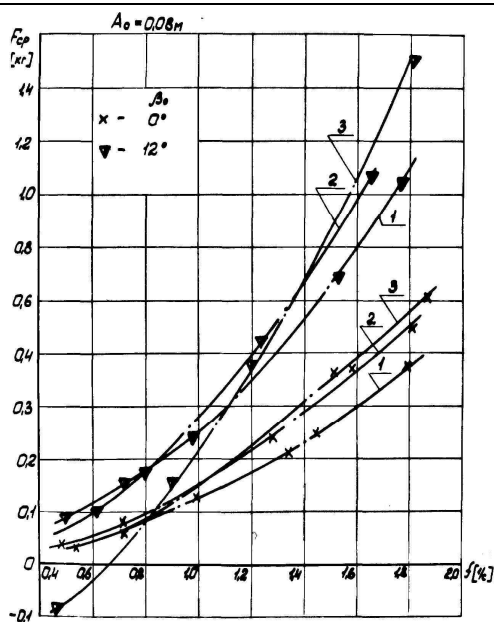


Рис. 2.17

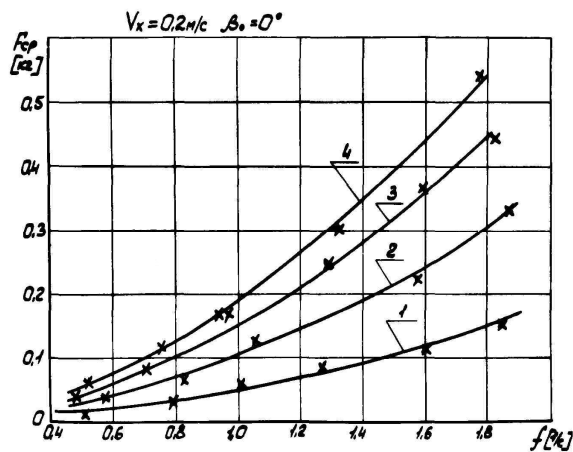


Рис. 2.18

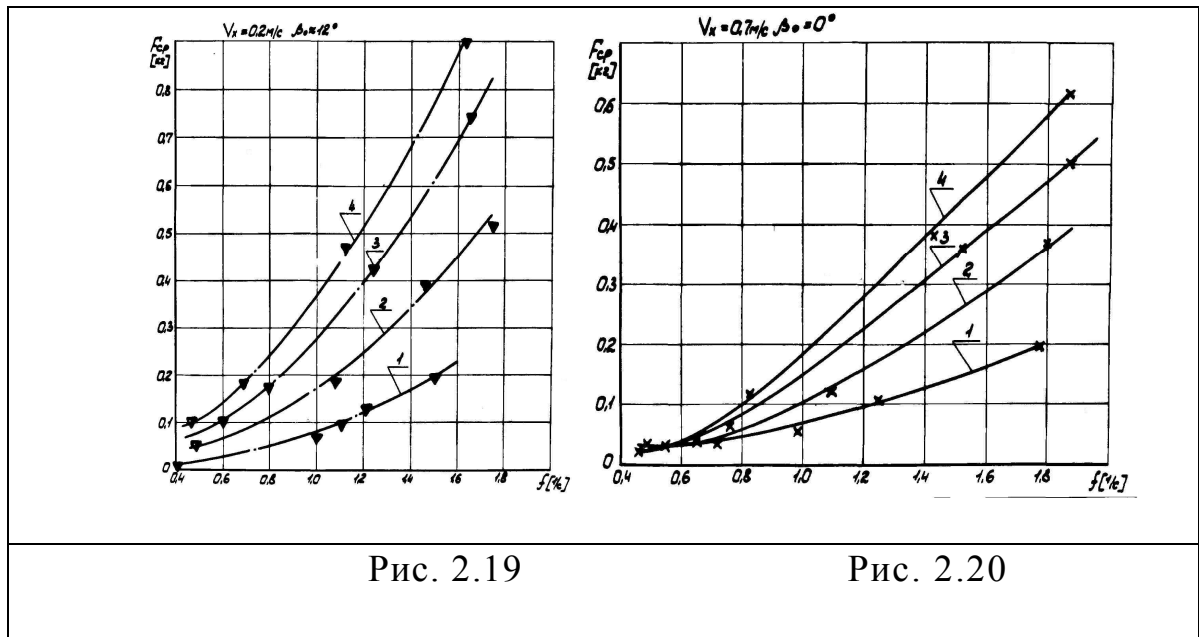


Рис. 2.19

Рис. 2.20

На рис. 2.17 представлены зависимости величин тяги  $F_{cp}$  от частоты  $f$  колебаний крыла (линейная амплитуда  $A_0 = 0,08\text{м}$ ) при различных скоростях набегающего потока  $V_x$  и двух амплитудах угловых колебаний крыла  $\beta_0 = 0$  и  $12^\circ$ .

Кривые 1,2 и 3 соответствуют скоростям потока  $V_x$ , равным соответственно 0. 2 и 0. 5м/с. При небольших скоростях потока (кривые 1 и 2) увеличение угловой амплитуды  $\beta_0$  ведет к существенному возрастанию величины силы тяги  $F_{cp}$ . При более значительном увеличении скорости  $V_x$  и амплитуды угловых колебаний  $\beta_0$  при малых частотах колебаний появляются режимы, при которых величина силы тяги падает и даже может стать отрицательной (кривая 3 при  $\beta_0 = 12^\circ$ ).

Влияние величины амплитуды линейных колебаний  $A_0$  на величину создаваемой колеблющимся крылом тяги при отсутствии угловых колебаний  $\beta_0$  и при постоянной скорости потока  $V_x$  показано рис. 2.18, 2.20.

Здесь величина тяги  $F_{cp}$  представлена в зависимости от частоты колебаний крыла при постоянной скорости потока  $V_x = 0,2 \text{ м/с}$  и амплитуде

угловых колебаний  $\beta_0 = 0$  при амплитудах линейных колебаний от  $A_0 = 0,04\text{ м}$  до  $0,10\text{ м}$  с шагом  $0,02\text{ м}$  (кривые 1 - 4).

Следует отметить что величина тяги  $F_{cp}$  не является строго пропорциональной величине  $A_0^2$ , что следовало бы из теоретических выкладок изложенных в работе [9]. Сравнение кривых 1 и 3 ( $A_0 = 0,04\text{ м}$  и  $0,08\text{ м}$ ) показывает, что при возрастании амплитуды в 2 раза, величина силы тяги  $F_{cp}$  увеличивается примерно в 3 раза при  $f > 1$ . При меньших значениях частоты ( $f \approx 0,6 - 0,9\text{ Гц}$ ) это увеличение несколько больше, особенно при большей угловой амплитуде колебаний крыла  $\beta_0$  (рис.2.19).

Сравнение графиков на рис.2.18 и 2.20 показывает, что увеличение скорости набегающего потока  $V_x$  при неизменной кинематике колебаний крыла, когда  $\beta_0 = 0$ , незначительно влияет на приращение создаваемой колеблющимся крылом величины тяги  $F_{cp}$ . Так, при частоте  $f = 1,5\text{ Гц}$  возрастание скорости потока в 3,5 раза дает увеличение силы тяги всего на 12% - 15%.

Графики на рис. 2.17 – 2.20 и обсуждение характера изменения зависимостей приведенных на них в размерном виде, представлены для анализа влияния кинематических параметров колеблющегося крыла на создаваемую им тягу.

Однако, для более полного понимания полученных результатов с целью использования их для выбора определенных кинематических параметров волнового движителя (рабочий орган колеблющееся крыло) с необходимыми тяговыми характеристиками, более показательным будет представить результаты исследований в безразмерном виде.

Для исследования влияния кинематических параметров колеблющегося крыла на величину создаваемой им тяги  $F_{cp}$  рассмотрим зависимости коэффициента тяги  $C_T$  от числа Струхала  $K$ , где

$C_T \frac{2F_{cp}}{\rho V_x^2 S}$	(2.3)
$K = \frac{\omega b}{V_x}$	(2.4)

Зависимости коэффициента тяги  $C_T$  от числа Струхала  $K$  для различных величин относительной амплитуды колебаний  $\bar{A} = \frac{A_0}{b}$  представлены на рис. 2.21 и 2.22,

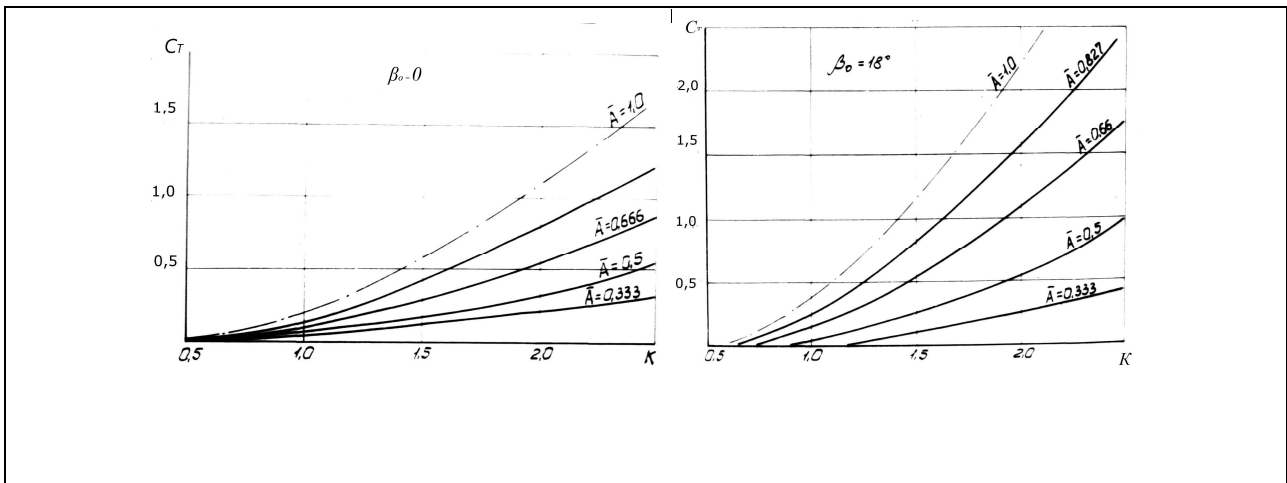


Рис.2.21

Рис.2.22

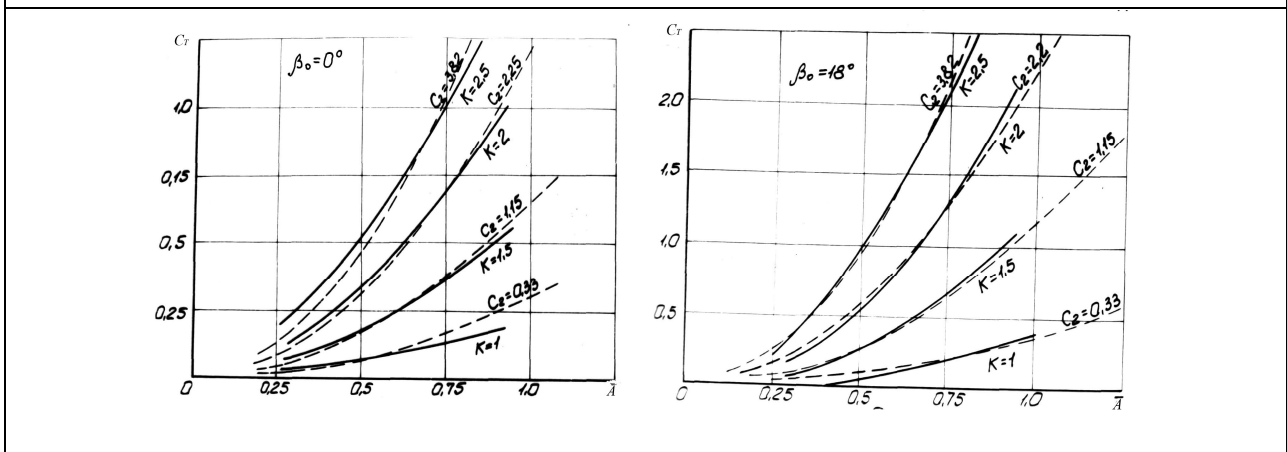




Рис.2.23

Рис.2.24

при постоянных величинах угловой амплитуды колебаний  $\beta_0 = 0^\circ$  (рис.2.21) и  $\beta_0 = 18^\circ$  (рис.2.22). Величина  $C_T$  прямо пропорциональна величине  $K$  и  $\bar{A}$ . Для более яркого представления зависимости коэффициента  $C_T$  от относительной амплитуды  $\bar{A}$  построены графики зависимостей  $C_T(\bar{A})$  при постоянных значениях угловой амплитуды  $\beta_0$  и фиксированных числах Струхала  $K$  (рис.2.23 и 2.24).

Зависимость коэффициента тяги  $C_T(\bar{A})$  очень близка к квадратичной. Пунктирными линиями на графике показаны кривые описываемые уравнением

$C_T = C_1 \cdot \bar{A}^2$	(2.5)
-----------------------------	-------

которые довольно близки экспериментальным зависимостям  $C_T(A)$ , показанных на графике сплошными линиями. Характерно, что при малых значениях величин относительной амплитуды колебаний  $\bar{A}$  и при отсутствии угловых колебаний (рис. 2.23) наблюдается существенное превышение экспериментально полученных значений  $C_T$  над величинами  $C_T$ , полученными расчетным путем с помощью уравнения 2.5, что объясняется существенным вкладом возникающей на закругленной кромке толстого колеблющегося профиля подсасывающей силы.

Величина коэффициента  $C_T$  в уравнении 2.6 не везде является одинаковой, а зависит от величины числа Струхала  $K$  и от угла амплитуды  $\beta_0$ . Зависимость  $C_T(K, \beta_0)$  представлена на рис. 2.25.

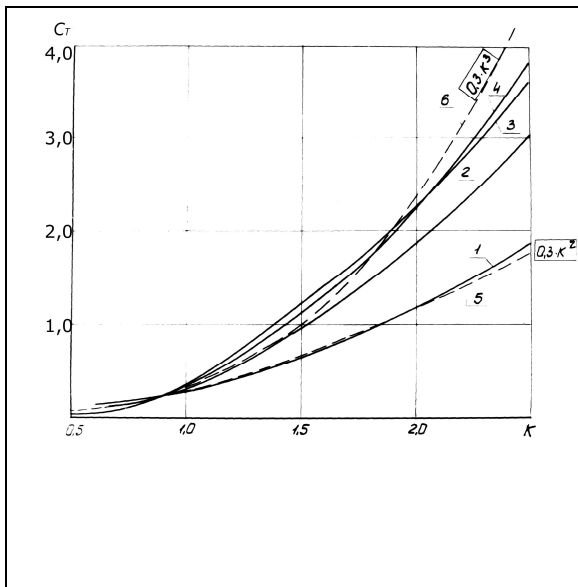


Рис.2.25

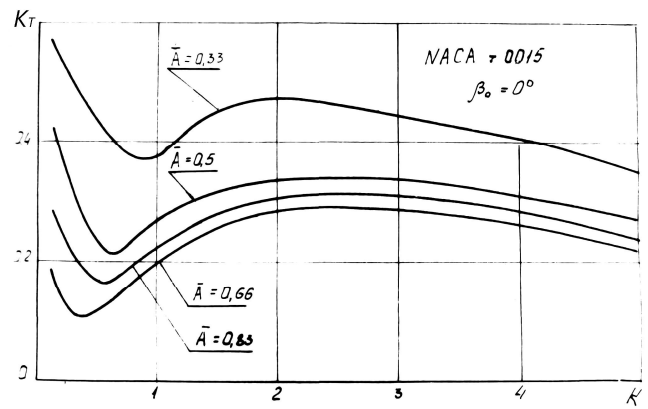


Рис.2.26

Кривыми I - 4 на рис 2.25 представлены зависимости  $C_T(K)$  для угловых амплитуд  $\beta_0 = 0^\circ, 6^\circ, 12^\circ, 18^\circ$  соответственно. Все указанные кривые лежат в области между пунктирными кривыми 5 и 6, которые соответствуют зависимостям  $C_1 = 0,3(K^2)$  - кривая 5, и  $C_1 = 0,3(K^3)$  - кривая 6. Таким образом, в первом приближении коэффициент  $C_1$  можно описать эмпирической формулой

$C_1 = 0,3K^n$	(2.6)
----------------	-------

где  $3 > n > 2$ , причем величина  $n$  возрастает от 2 до 3 при возрастании величины угловой амплитуды  $\beta_0$ .

На рис. 2.26 для случая поступательных колебаний ( $\beta_0 = 0$ ) показаны зависимости приведенного коэффициента тяги  $K_T$ , обезразмеренного по квадрату безразмерной амплитуды  $\bar{A}^2$  и квадрату числа Струхала от величины числа Струхала  $K$  при различных фиксированных

$K_T^1 = \frac{C_T}{\bar{A}^2 \cdot K^2}$	(2.7)
---	-------



значениях относительной амплитуды  $\bar{A}$ . Из рисунка видно, что в диапазонах чисел Струхаля  $K < 1,5$  и  $K > 3,5$  существенно нарушается квадратичная зависимость силы тяги от  $K$ . В диапазоне  $1,5 \leq K \leq 3,5$  эти зависимости

близки к квадратичным.

На рис.2.27 приведено сопоставление экспериментальных данных с теоретическими результатами [9]. Теоретическая кривая получена на основе численных расчетов по линейной теории для тонкого прямоугольного крыла с удлинением  $\lambda = 3$ . Как и следовало ожидать, линейная теория дает завышенные результаты. Кроме того наглядно виден установленный в эксперименте факт отличия квадратичной зависимости коэффициента тяги  $C_T$  от  $K^2$  в отмеченных диапазонах, чего не учитывает линейная теория. Следовательно, при малых числах Струхаля ( $K < 1,5$ ) и при больших  $K > 3,5$  в расчетах необходимо учитывать нелинейные эффекты, возникающие при конечных значениях  $\bar{A}$ . Если рассматривать колеблющееся крыло именно в качестве рабочего органа волнового движителя, то для понимания полученных результатов более интересно будет рассмотреть как зависит величина создаваемой им тяги от величины относительной поступи  $\lambda_p$ , которая наиболее полно характеризует кинематические параметры колеблющегося крыла. Коэффициент тяги при этом более выгодно представить в виде

$K_T = \frac{2F_{cp}}{\rho V^2 S}$	(2.8)
------------------------------------	-------

где  $\rho$  - плотность воды,  $S$  - площадь крыла ( $S = 0,043\text{м}^2$ )  
 $V = \sqrt{V_x^2 + (A_0\omega)^2}$  - и средняя действительная скорость обтекания крыла потоком жидкости, м/с. Действительная скорость обтекания крыла (постоянно изменяющаяся в течении периода колебаний, т.к.  $\omega = 2\pi f$ ) применена для того, чтобы избежать бесконечных и сверхбольших значений коэффициента тяги  $K_T$  при нулевых и очень малых скоростях горизонтально набегающего потока воды  $V_x$ .

На рис. 2.28 - 2.31 коэффициент тяги  $K_T$  представлен в зависимости от величины относительной поступи  $\lambda_p$  волнового движителя типа "колеблющееся крыло", где  $\lambda_p$  имеет вид

$\lambda_p = \frac{V_x}{A_0\omega}$	(2.9)
-------------------------------------	-------

где  $V_x$  - скорость потока набегающего на колеблющееся крыло,  $A_0$  - заданная максимальная вертикальная амплитуда колебаний крыла,  $\omega = 2\pi f$  - круговая частота.

Полученные таким образом величины коэффициентов тяги  $K_T$  в зависимости от величин относительной поступи  $\lambda_p$  и величин  $\beta_0$  представлены ниже.

Варьирование значениями величин кинематических параметров  $A_0, f$  и  $V_x$  в настоящих экспериментах, обусловленное техническими характеристиками применявшегося экспериментального оборудования, позволило исследовать поведение коэффициента тяги  $K_T$  в широком диапазоне величин относительной поступи  $\lambda_p = 0 \div 6$ .

На рис. 2.28 - 2.31 представлены зависимости  $K_T(\lambda_p)$  при различных значениях угловой амплитуды  $\beta_0$  при фиксированных вертикальных

линейных амплитудах колебаний  $A_0 = 0,04; 0,06; 0,08; 0,10 м$  соответственно. Расшифровка обозначений, принятых на графиках, приведена в таблице 2.1.

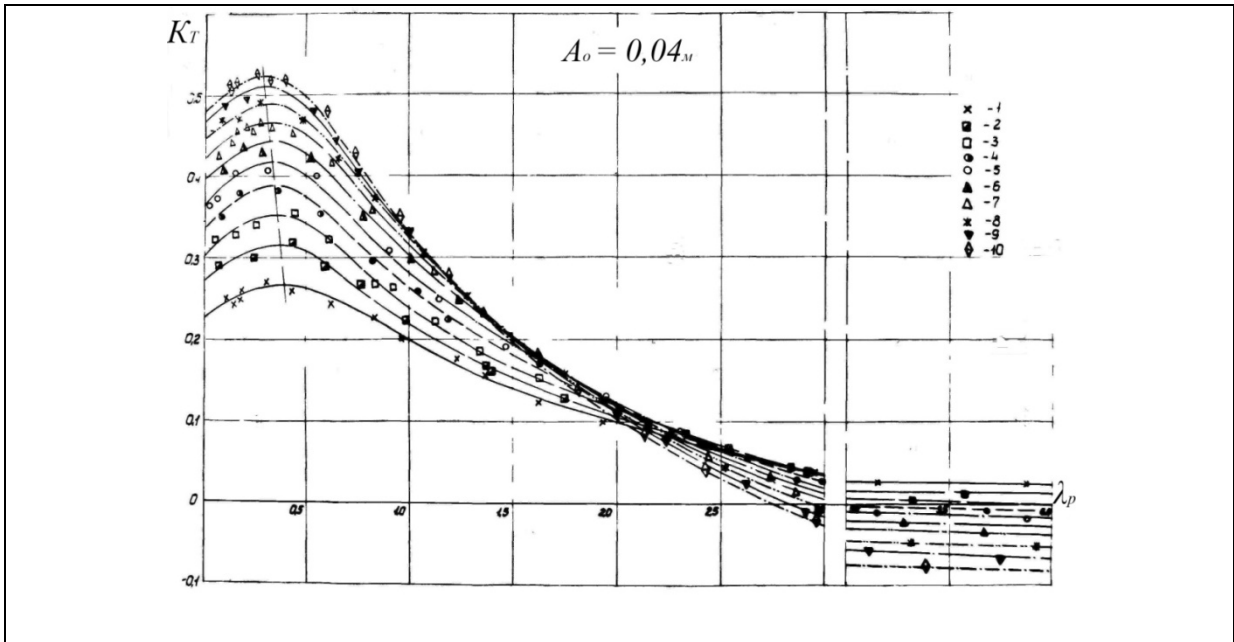


Рис. 2.28

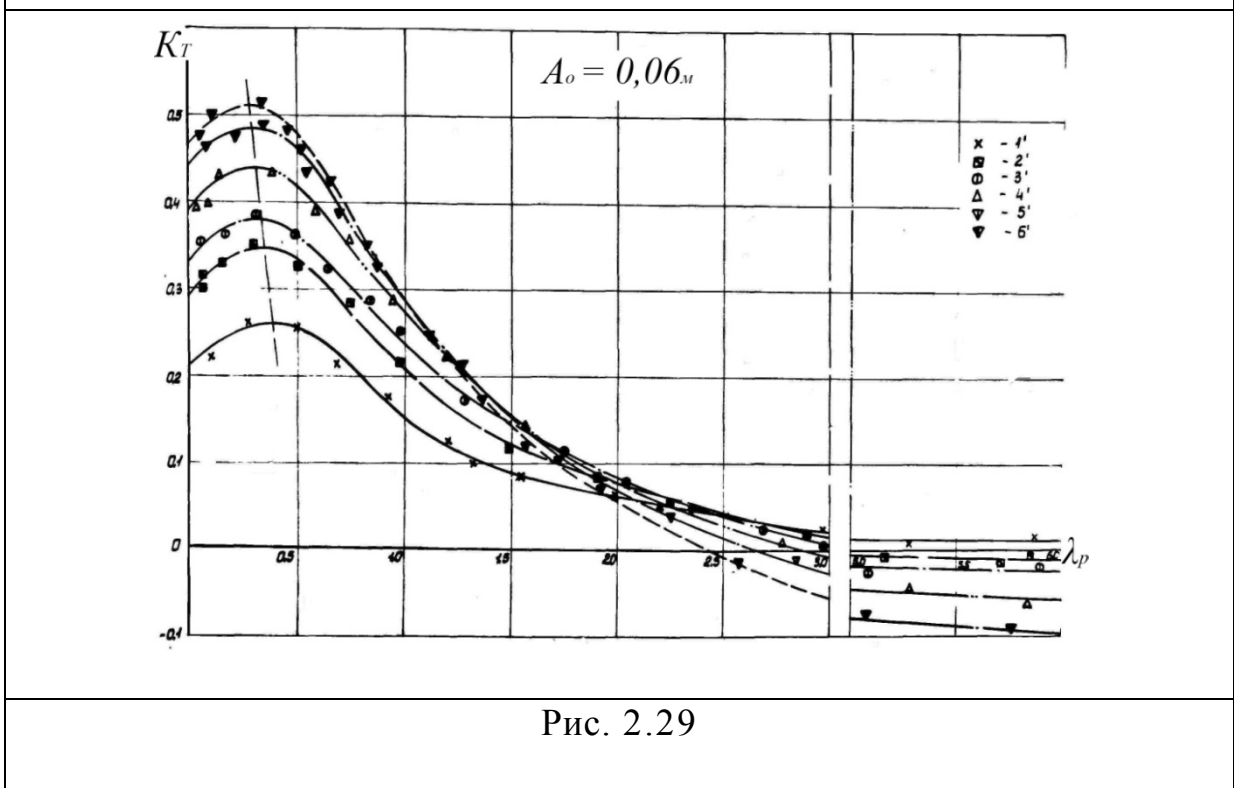


Рис. 2.29

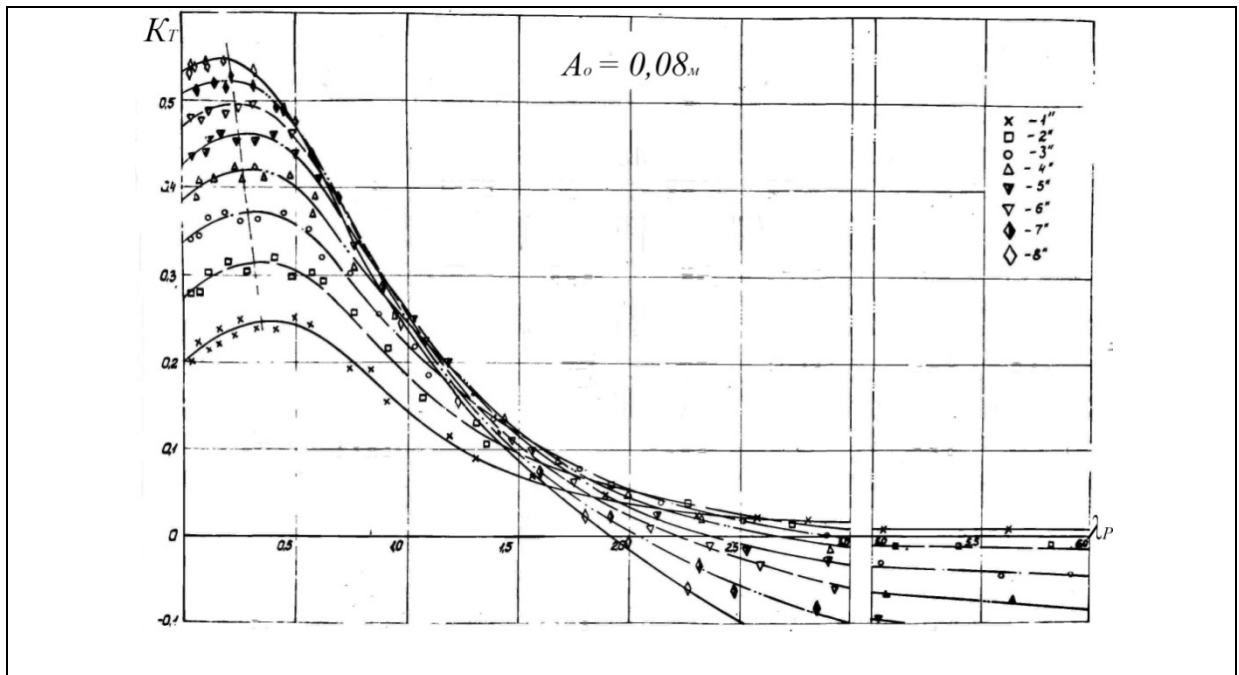


Рис. 2.30

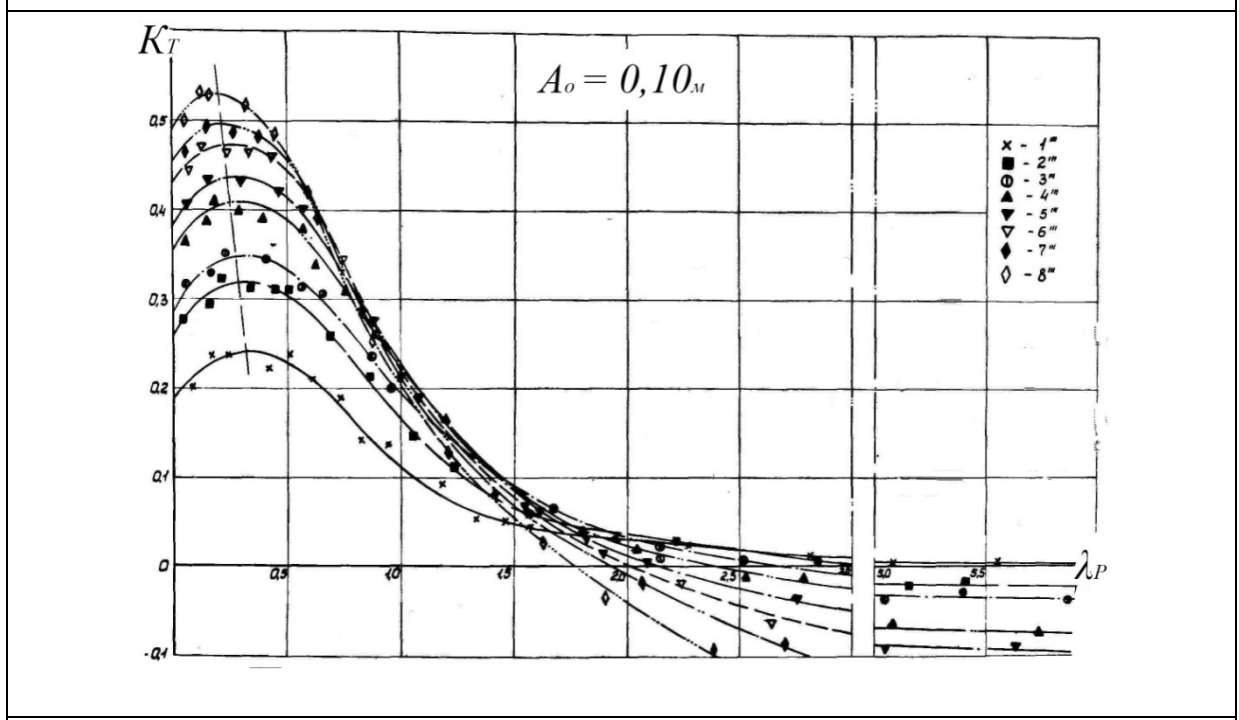


Рис. 2.31

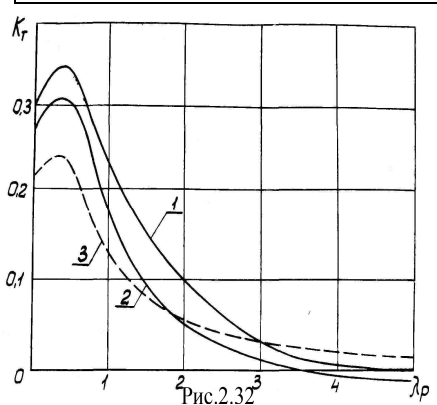


Рис. 2.32

Характер экспериментальных зависимостей  $K_T(\lambda_p)$  свидетельствует о весьма существенном влиянии величины амплитуды  $\beta_0$  угловых колебаний крыла, на величину

коэффициента тяги  $K_T$  и достаточно хорошо (Рис. 2.32) совпадают с данными, приведенными в работе [10] для геометрически подобного, но большего по масштабу крыла, с несколько иным принципом крепления тяг.

Максимумы значений коэффициента тяги для всех экспериментальных зависимостей  $K_T(\lambda_p)$  наблюдаются при малых значениях  $\lambda_{p_{opt}} = 0,2 \div 0,3$ . При этом необходимо отметить следующую особенность - максимумы значений  $K_T(\lambda_p)$  по существу лежат на одной кривой, наклон которой на всех графиках одинаков, причем по мере увеличения амплитуды поперечных колебаний крыла  $A_0$ , указанная кривая смещается приближаясь к оси ординат зависимости  $K_T(\lambda_p)$ .

На рис. 2.28 - 2.30, где значения  $\beta_0$ , которым соответствуют последовательно расположенные кривые, увеличиваются от  $0^\circ$  с примерно равным шагом  $1,5^\circ$  (рис. 2.28) и на  $3^\circ$  (рис. 2.30), четко прослеживается плавное, пропорциональное изменение величины шага  $\Delta K_T$  при постоянном шаге  $\Delta\beta$  как при малых ( $\lambda_p < 1,0$ ), так и при больших ( $\lambda_p > 2,5$ ) значениях относительной поступи, на всех графиках имеется промежуточная область значений  $\lambda_p$ , где меняется прямо пропорциональная зависимость величины  $K_T$  от  $\beta_0$  на обратную. Для более ясной иллюстрации зависимости  $K_T(\beta_0)$  использованы экспериментальные данные, приведенные на графиках  $K_T(\lambda_p)$  на рис. 2.28 - 2.31, из которых сделана выборка коэффициента тяги для фиксированных значений поступи крыла, и затем построены графики зависимостей  $K_T(\beta_0)$  для различных значений  $\lambda_p$  (рис. 2.33 а - г) при фиксированном значении  $A_0$ . В диапазоне значений  $\beta_0 = 0^\circ \div 21^\circ 30'$  (для всех значений  $A_0$  кривые)  $K_T(\beta_0)$  для  $\lambda_p = 0,8; 1,2; 1,6; 2,0$  имеют некие максимумы, которые довольно точно попадают на кривую 1 - являющуюся зависимостью  $K_{T_{max}}(\beta_0)$ .

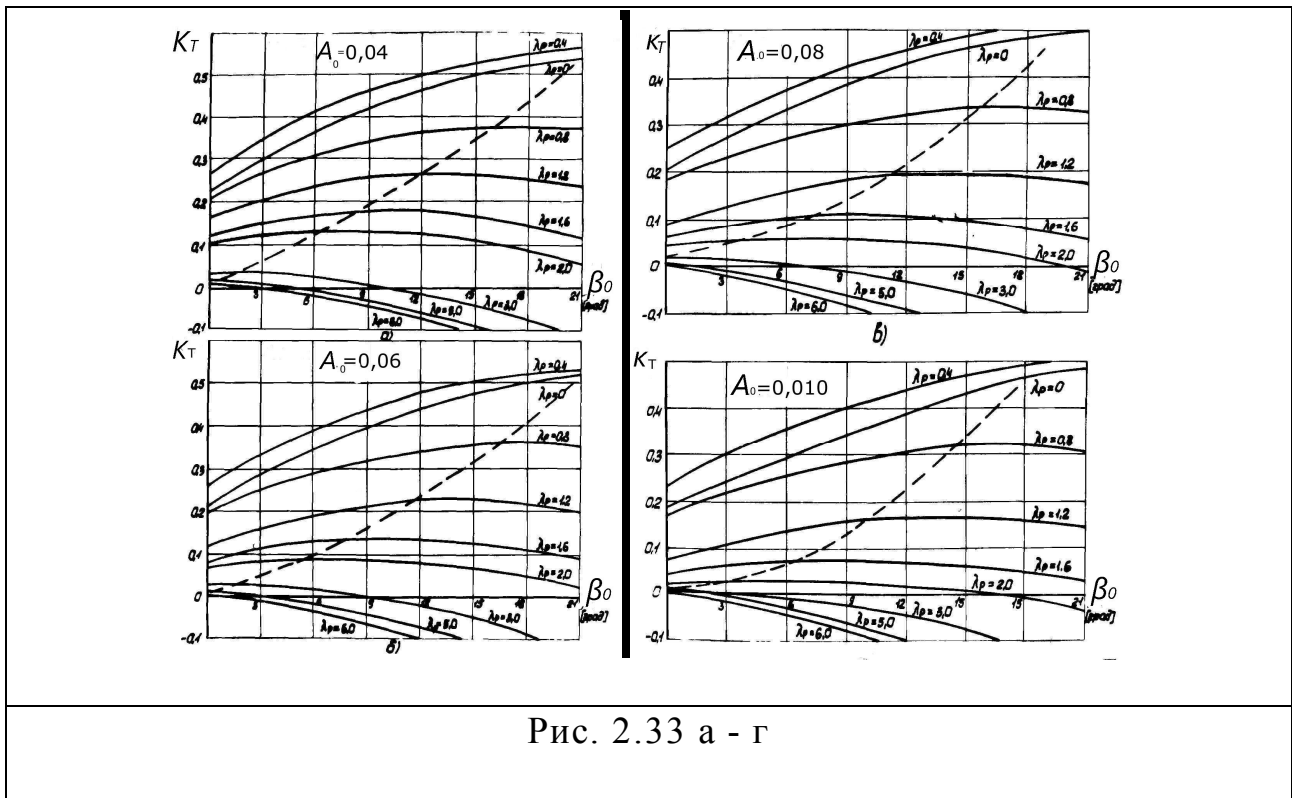


Рис. 2.33 а - г

По графикам  $K_T(\beta_0)$ , приведенным на рис. 2.33, для значений линейной амплитуды колебаний  $A_0 = 0,06 \div 0,10$  м построены зависимости  $K_T(\lambda_p)$  с изменением угловой амплитуды колебаний с шагом  $3^\circ$  (рис. 2.34 и 2.35).

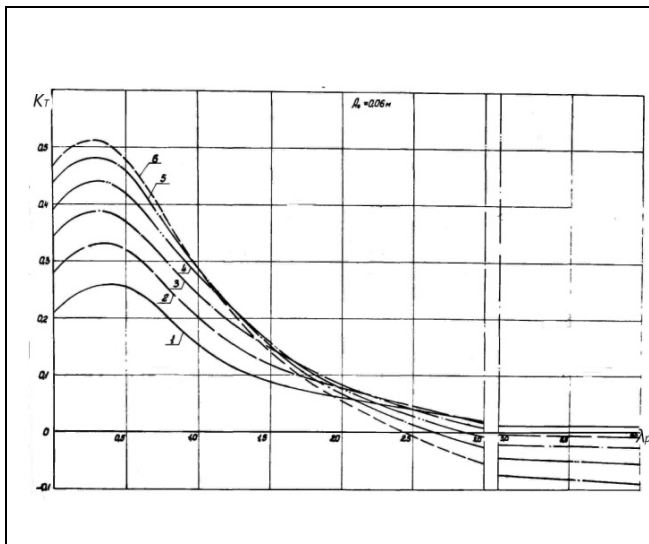


Рис. 2.34

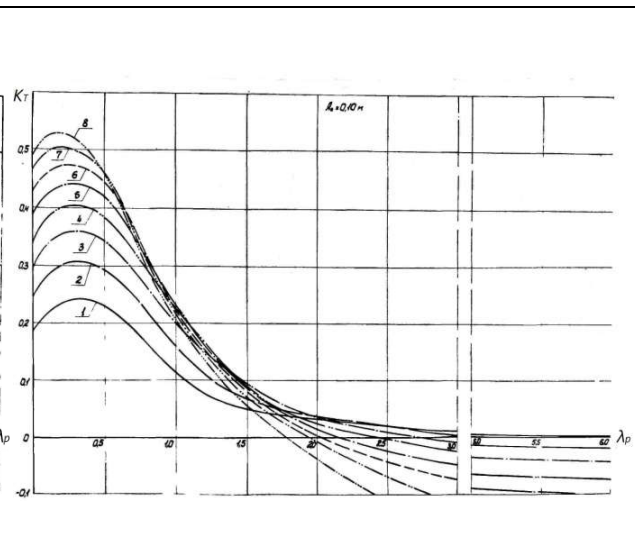
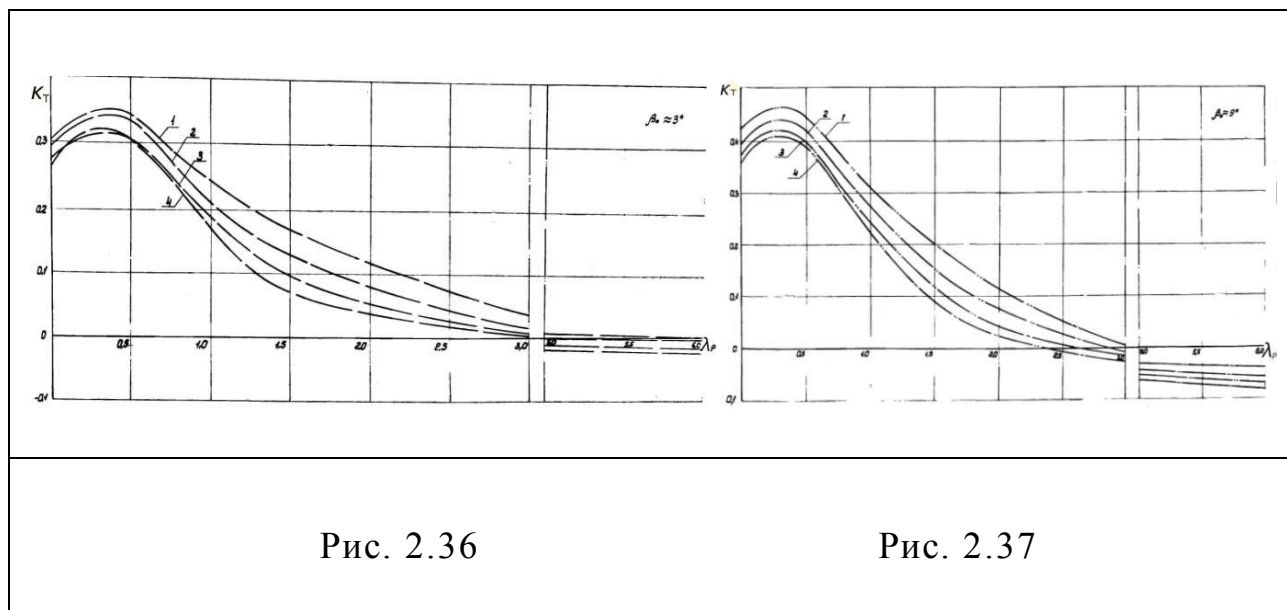


Рис. 2.35



Кривые 1 - 8 соответствуют зависимостям  $K_T(\lambda_p)$  при  $\beta_0 = 0^\circ, 3^\circ, 6^\circ, 9^\circ, 12^\circ, 15^\circ, 18^\circ, 21^\circ, 30^\circ$  соответственно, при сравнении их с графиками на рис 2.28 – 2.31 также видна явно выраженная прямо пропорциональная зависимость  $K_T$  от  $\beta_0$  при малых числах  $\lambda_p$  и обратно пропорциональная зависимость при больших значениях относительной поступи колеблющегося крыла.



На рис. 2.36 - 2.37 в качестве примера представлены зависимости  $K_T(\lambda_p, A_0)$  при фиксированных величинах угловой амплитуды колебания крыла  $\beta_0$  ( $\beta_0 \approx 3^\circ, 9^\circ$ ), соответственно. Кривые 1 - 4 соответствуют значениям вертикальной линейной амплитуды колебаний крыла  $A_0 = 0,04, 0,06, 0,08, 0,10$  м соответственно. При малых и больших величинах  $\lambda_p$  ( $\lambda_p < 1,0$ ) и ( $\lambda_p > 3,0$ ) разница между величинами  $K_T$  при минимальных и максимальных значениях  $A_0$  (кривые 1 и 4) невелика (около 15%), но достигает существенного различия, почти в три раза в переходной области, ( $1 < \lambda_p < 2,5$ ). Как уже отмечалось, здесь происходит изменение характера взаимозависимости величин  $K_T$  и  $\beta_0$  для всех значений  $A_0$  т.е., прямая пропорциональность  $K_T$  от  $\beta_0$  меняется на обратную.

Чтобы более детально разобраться в том, что происходит с зависимостями  $K_T(\lambda_p, \beta_0)$  в этой переходной области значений  $\lambda = 3 \div 5$  в увеличенном масштабе координатной сетки (особенно по оси абсцисс) была построена картина взаимного расположения и пересечения кривых  $K_T(\lambda_p)$  при различных значениях  $\beta_0$  с шагом  $\Delta\beta = 3^\circ$  для значений линейных амплитуд  $A_0 = 0,04$  и  $A_0 = 0,10$ .

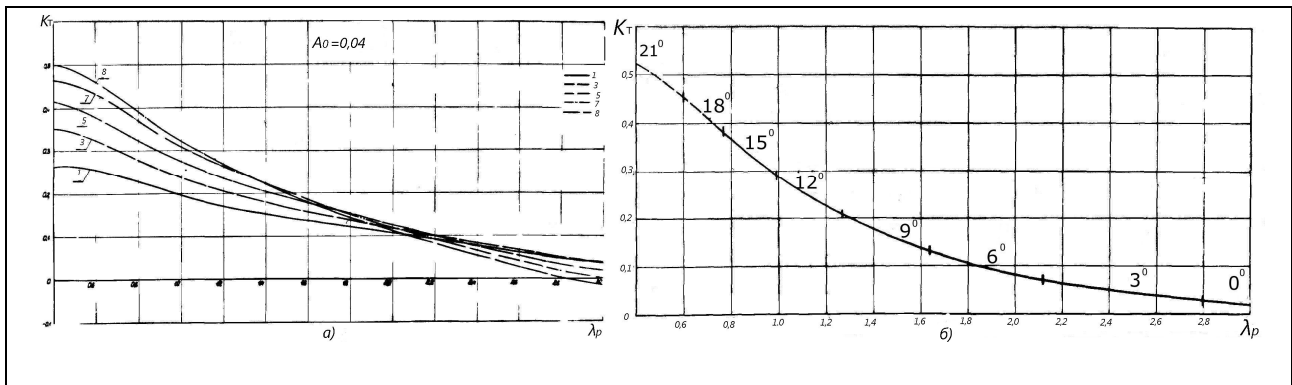


Рис. 2.38

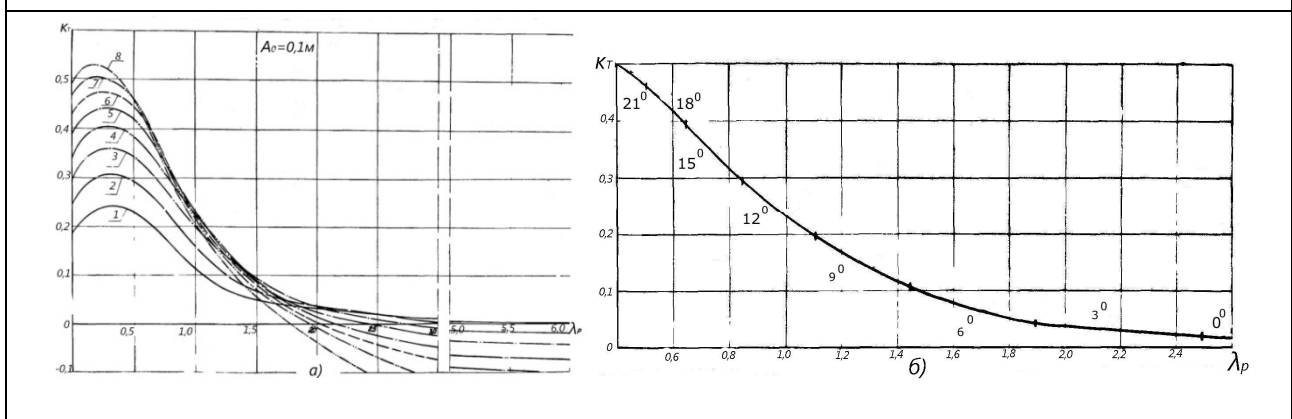


Рис. 2.39

Эти данные представленные соответственно на рис.2.38а и 2.39а. Обозначения I - 8 на рис. 2.38 и 2.39 соответствуют значениям  $K_T$  при угловой амплитуде  $\beta_0 = 0^\circ, 3^\circ, 6^\circ, 9^\circ, 12^\circ, 15^\circ, 18^\circ, 21^\circ$ .

Оказалось, что точки пересечения двух близлежащих кривых  $K_T(\lambda_p)$  для каждого значения  $A_0$  располагаются вдоль оси абсцисс графика  $K_T(\lambda_p)$  в определенной последовательности и расстояние вдоль оси  $\lambda_p$ , между

соседними точками пересечений, подчиняются определенному закону. На рис. 2.38б и 2.39б построены огибающие семейства кривых  $K_T(\lambda_p)$ . Здесь вертикальными черточками обозначены точки пересечения двух соседних кривых  $K_T(\lambda_p)$ , соответствующих определенным величинам  $\beta_0 = const = 3^0, 6^0, 9^0$  ( $\Delta\beta = 3^0$ ), то есть на участках, посередине которых стоят значения  $\beta_0 = const = 3^0, 6^0, 9^0$  и т.д., значения  $K_T$  в данном диапазоне значений  $\lambda_p$  достигают максимума. Таким образом, можно утверждать, что на рис. 2.38б и 2.39б представлены зависимости максимальных значений коэффициента тяги колеблющегося крыла от величин относительной поступи и амплитуды угловых колебаний  $K_T \max(\lambda_p, \beta_0)$  при фиксированных значениях  $A_0$ .

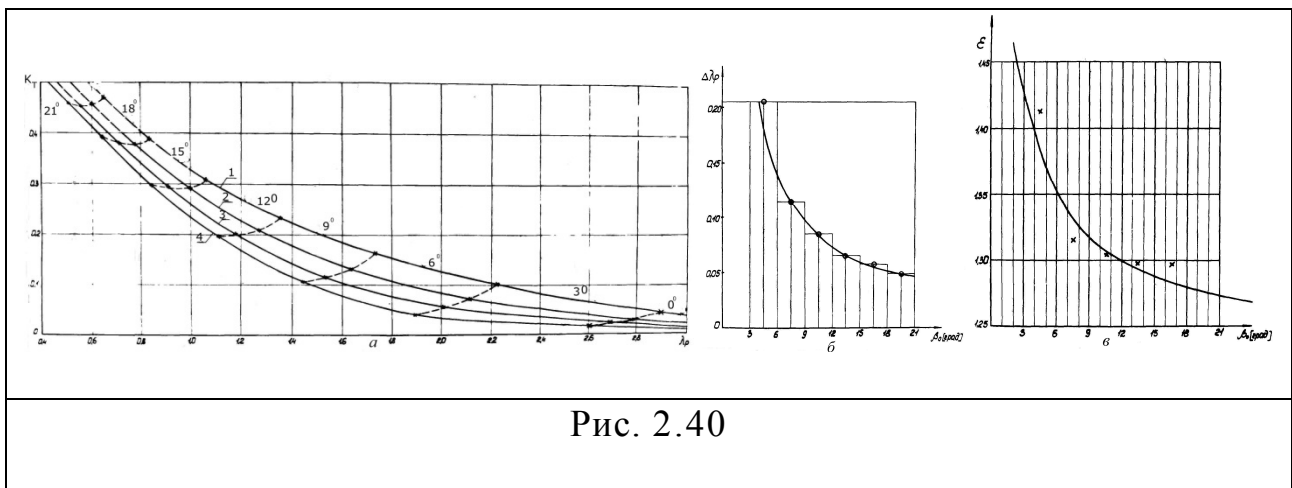


Рис. 2.40

На рис. 2.40 все экспериментальные данные, приведенные на рис. 2.38б и 2.39б сведены на одном графике и точки пересечения кривых  $K_T(\lambda_p)$  при одинаковых  $\beta_0$  соединены пунктирными кривыми (кривые 1 - 4 соответствуют зависимостям  $K_T(\lambda_p)$  при  $A_0 = 0,04; 0,06; 0,08; 0,10$  соответственно). При анализе экспериментальных данных подсчитывалось соотношение двух соседних диапазонов  $\lambda_p$  соответствующих максимуму  $K_T$  при шаге величины угловой амплитуды  $\Delta\beta = 3^0$ .

С возрастанием величины угловой амплитуды  $\beta_0$ , - уменьшается также диапазон  $\lambda_p$ , в котором коэффициент тяги  $K_T$ , - при фиксированном значении  $\beta_0$  максимален, значение величин последовательных приращений  $\Delta\lambda_p = 3^\circ$  при шаге  $\Delta\beta = 3^\circ$ , в системе координат  $\Delta\lambda_p\beta_0$  хорошо аппроксимируется кривой, близкой по форме гиперболической (рис. 2.40б).

Более удобно, для разбивки кривых  $K_T(\lambda_p)$  на участки, соответствующие меньшим значениям  $\Delta\beta_0$ , (например через  $1^\circ$ ) воспользоваться графиком представленным на рис. 2.40в где

$\varepsilon = \frac{\Delta\lambda_p x}{\Delta\lambda_p x + 3}$	(2.10)
---	--------

где  $x = 3^\circ, 6^\circ, 9^\circ, 15^\circ$ . Как следует из кривой  $\varepsilon = (\beta_0)$ , это соотношение в исследованном нами диапазоне величин  $\beta_0$  лежит в пределах 1,3 - 1,4 плавно, уменьшаясь с увеличением угловой амплитуды  $\beta_0$ .

Для оценки величины случайной погрешности измерения коэффициента тяги [13], были проведены многократные замеры коэффициента тяги для пяти значений относительной поступи при неизменных значениях всех остальных параметров, характеризующих закон колебания крыла и определены доверительные интервалы  $\Delta K_T$  значений  $K_T$

и относительная погрешность  $\Delta S_{\bar{K}_T} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (\Delta)}}{n}$  для надежности 0.95.

В качестве примера для определения величины относительной погрешности был выбран случай колебания крыла, когда амплитуда поперечных колебаний крыла  $A_0 = 0,04m$  (т.е. была минимальной) и следовательно гидродинамические силы были малы, а значит ожидаемая погрешность измерений должна быть значительной.

$\lambda_0 = 0,04 \text{ м}, \beta_0 = 12^\circ$

$\lambda_p$		$K_T$	$\bar{K}_T = \frac{1}{n} \sum$	$\Delta K_{Ti} = \bar{K}_T - K_{Ti}$	$(\Delta K_{Ti})^2$	$\Delta S_{\bar{K}_T}$	$\Delta K_T = t_{\alpha}(n) \times \Delta S_{\bar{K}_T}$	$\delta = \frac{\Delta K_T}{\bar{K}_T} \cdot 100\%$
0,5	1	0,495	0,487	$7^5$	$49^{-5}$	$4,12^{-3}$	$2,008^{-3}$	0,41%
	2	0,48		$73^{-3}$	$53^{-5}$			
	3	0,487		$33^{-4}$	$1^{-7}$			
1,0	1	0,33	0,326	$3^{-5}$	$9^{-10}$	$1,29^{-3}$	$5,55^{-3}$	1,13%
	2	0,325		$1^{-3}$	$1^{-6}$			
	3	0,323		$3^{-3}$	$9^{-6}$			
1,5	1	0,2	0,199	$3,33^{-4}$	$1,1^{-7}$	$8,67^{-4}$	$3,72^{-3}$	1,86%
	2	0,201		$1,33^{-3}$	$1,76^{-6}$			
	3	0,198		$1,66^{-3}$	$2,77^{-6}$			
2,0	1	0,11	0,11	0	0	$1,444^{-3}$	$6,21^{-3}$	5,6%
	2	0,113		$2,66^{-3}$	$7,07^{-6}$			
	3	0,108		$3,33^{-3}$	$5,44^{-6}$			
3,0	1	-0,02	0,0201	$1,66^{-4}$	$2,77^{-8}$	$4,41^{-4}$	$1,896^{-3}$	9,4%
	2	-0,021		$8,34^{-4}$	$6,95^{-7}$			
	3	-0,0195		$6,66^{-4}$	$4,43^{-7}$			

Таблица 2.2

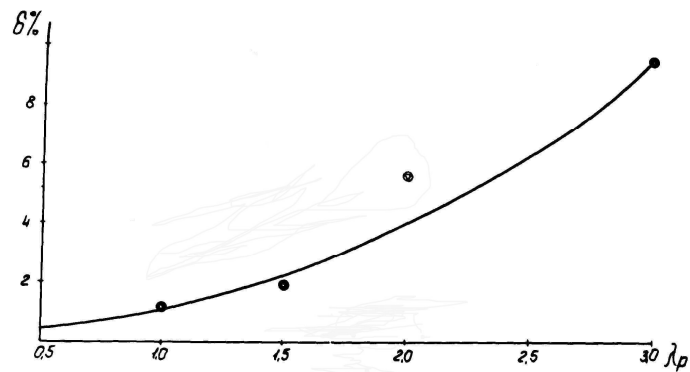


Рис. 2.41

Результаты расчетов представлены в таблице 2.2 и на рис. 2.41. Здесь

$$\Delta S_{\bar{K}_T} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (\Delta K_{Ti})^2}}{n(n-1)} - \text{средняя квадратичная погрешность результата серии}$$

измерений;  $fd(n) = 4.30$  - коэффициент Стьюдента взятый из таблицы для заданной надежности  $fd(n) = 4.30$  и числа произведенных измерений

$$\text{относительная погрешность результата серии измерений } n; \delta = \left( \frac{\Delta K_T}{\bar{K}_T} \right) \cdot 100\%$$

- относительная погрешность результата серии измерений.

Полученные значения относительной погрешности свидетельствует об удовлетворительной точности экспериментальных исследований, при этом

предполагается, что при увеличении амплитуды поперечных колебаний  $A_0$ , с возрастанием сил действующих на крыло, будет уменьшаться и относительная погрешность серии измерений.

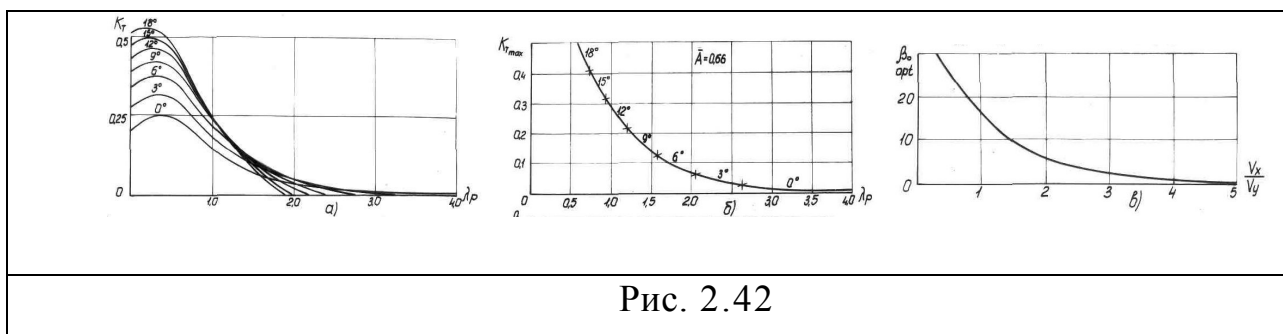


Рис. 2.42

На основании проведенных экспериментальных исследований было обнаружено, (рис.2.42а) [6,9,10] что для каждого значения  $\beta_0$  имеется свой диапазон величин  $\lambda_p$ , где коэффициент  $K_T$  максимален. На основании серии зависимостей  $K_T(\lambda_p)$ , каждая точка которого соответствует определенной величине  $\beta_0$  (2.42а) цифрами показаны отрезки кривой  $K_{T,max}(\lambda_p)$  соответствующие указанным величинам  $\beta_{opt}$  с шагом  $3^0$  (рис. 2.42б). После определенных операций отсюда была получена зависимость  $\beta_{opt}(\frac{V_x}{V_y})$  (рис. 2.42в), используя которую можно в любой момент времени установить кинематику, обеспечивающую максимальную тягу крыла.

### §. 2.3 Коэффициент полезного действия колеблющегося крыла.

Для определения гидромеханического коэффициента полезного действия (КПД $_{\eta}$ ) КК (рабочей части волнового движителя) выделялись мгновенные вертикальные составляющие гидродинамических сил, определялись мгновенные вертикальные скорости на передней и задней кромках крыла и далее вычислялся КПД $_{\eta}$  для каждого режима колебаний по методике описанной ниже.

Гидромеханический КПД $_{\eta}$  определялся по формуле.

$\eta = \frac{\bar{N}_x}{\bar{N}_y},$	(2.11)
$\bar{N}_y = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} P_{y\dot{\theta}i} \cdot V_{y\dot{\theta}i} / dt$	(2.12)

где  $\bar{N}_x$  - средняя за период колебаний работа, затрачиваемая на создание положительной тяги при данной скорости; где  $\bar{N}_y$  - средняя за период колебаний работа, затрачиваемая на колебания крыла (2.12).

Вертикальная составляющая гидродинамических сил  $P_{y\dot{\theta}i}$  в каждый момент времени определялась как сумма значений составляющих  $P_{y1i}$  и  $P_{y2i}$  на передней и задней тягах экспериментальной установки, т.е.

$P_{y\dot{\theta}i} = P_{y1i} + P_{y2i}$	(2.13)
--	--------

Вертикальные составляющие гидродинамических сил  $P_{y1i}$  и  $P_{y2i}$  определялись как разность мгновенных вертикальных сил, записанных с помощью тензометрии во время эксперимента в воде, и инерционных сил, записанных при колебаниях крыла в воздухе [1]. Величина вертикальной скорости  $V_{yi}$  зависела от фазового положения синусного механизма, вертикальной амплитуды и частоты колебаний и определялась расчетом. На рис. 2.38 и 2.41 для примера представлен ряд зависимостей величины совершаемой жестким колеблющимся крылом полезной работы  $\bar{N}_x(f, \beta_0)$  за один период колебаний, и величины средней за один период колебаний работы  $\bar{N}_y$ , затрачиваемой на вертикальные колебания крыла, в зависимости от различных параметров (скорости набегающего потока  $V_x$ , частоты колебаний крыла  $f$ , амплитуд линейных  $A_0$  и угловых  $\beta_0$  колебаний).

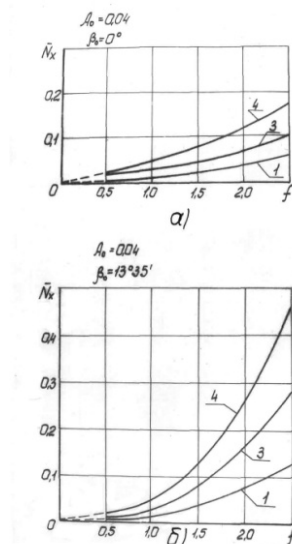


Рис. 2. 43

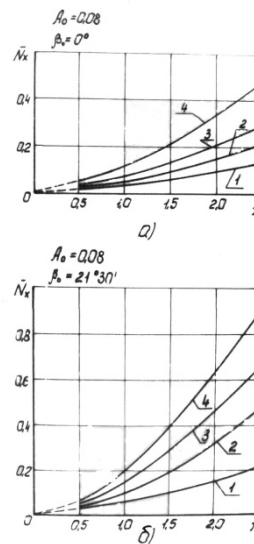


Рис. 2.44

На рис. 2.43 и 2.44 представлены полученные расчетом зависимости  $N_x(f)$  при постоянных величинах поперечных колебаний  $A_0 = 0,04м$  (рис. 2.43) и  $A_0 = 0,08м$  (рис. 2.44) при скоростях набегающего потока  $V_x = 1-0,2м/с$ ,  $2-0,315м/с$ ,  $3-0,54м/с$  -  $4-0,7м/с$ . При амплитуде угловых колебаний  $\beta_0 = 0^\circ$  (рис. 2.43а и 2.44а) хорошо видно влияние величины скорости набегающего потока  $V_x$  на величину  $\bar{N}_x$ , причем если при  $A_0 = 0,04м$  и  $V_x = 0,7м/с$  значение  $\bar{N}_x$  достигает  $0,18кГм/сек$ , то при  $A_0 = 0,08м$  и тех же значениях  $\beta_0$  и  $N_x = 0,44кГм/сек$ , (т.е. при  $A_0 = 0,08м$  увеличении амплитуды колебаний  $A_0$  в два раза) величина полезной работы  $\bar{N}_x$  возрастает в 2,5 раза. Существенно влияет на величину  $\bar{N}_x$  изменение частоты  $f$ , особенно когда величина угловой амплитуды  $\beta_0$  значительна (рис. 2.43б и 2.44б), причем увеличение  $f$  от 1 Гц до 2 Гц дает увеличение  $\bar{N}_x$  более чем в 3 раза.



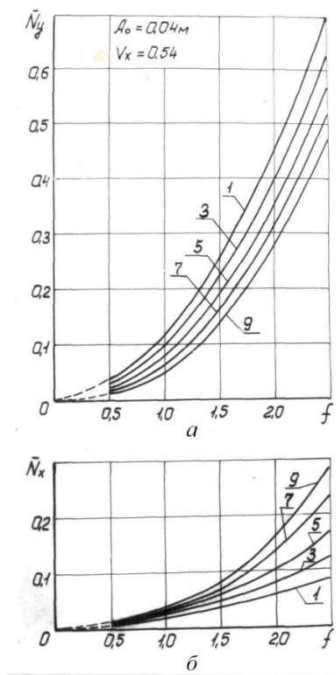


Рис. 2.45

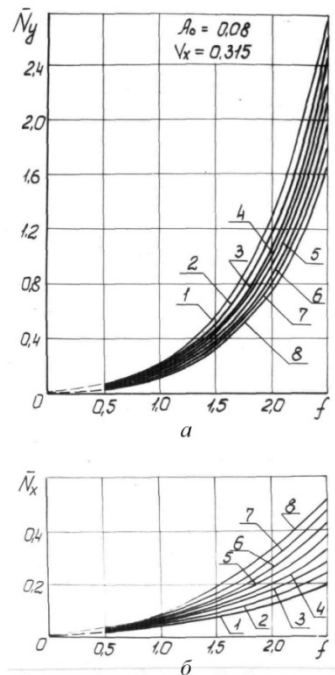


Рис. 2.46

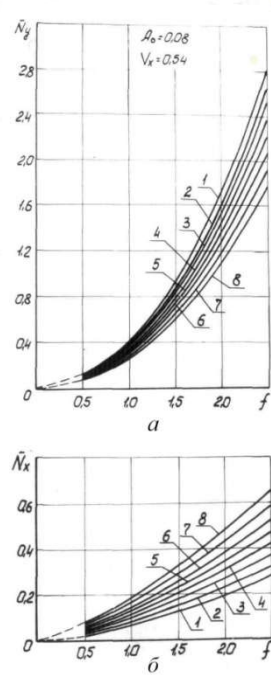


Рис.2.47

На рис. 2.45, 2.46 и 2.47, где значения  $\beta_0$ , которым соответствуют последовательно расположенные кривые 1 - 9 для  $A_0 = 0,04m$  и кривые 1 - 8 для  $A_0 = 0,08m$  (см. обозначения табл.2.1), увеличиваются от  $0^\circ$  с примерно равным шагом  $\Delta\beta = 3^\circ$ , четко прослеживается прямо пропорциональная зависимость величины  $\bar{N}_x$  (рис.2.45б, 2.46б, 2.47б) при постоянном шаге  $\Delta\beta = 3^\circ$  от величины  $\beta_0$ , как при малых, так и при больших частотах колебаний крыла  $f$ .

Обратно пропорциональная зависимость  $N_y(\beta_0)$  (рис.2.45а, 2.46а, 2.47а) получается потому, что средняя за период колебаний работа  $\bar{N}_y$ , затрачиваемая на вертикальные колебания крыла при  $\beta_0 = 0$  больше, чем для любых других значений  $\beta_0$ . Объясняется это тем, что величина

вертикальной составляющей гидродинамических сил  $P_{yди}$  зависит от фазового сдвига синусных механизмов установки, который определяет положение крыла при

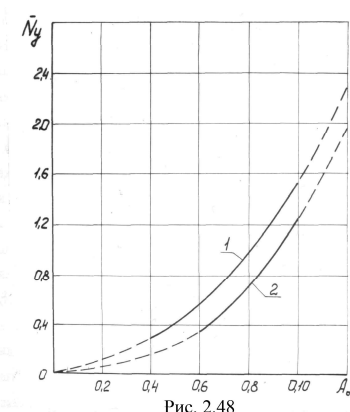


Рис. 2.48

прохождении линии нулевой амплитуды линейных колебаний, когда скорость  $V_y$  крыла максимальна. Кроме того, при нулевом фазовом сдвиге синусных механизмов, когда угловая амплитуда колебаний крыла  $\beta_0 = 0$ , крыло постоянно параллельно потоку, поэтому площадь проекции крыла на ось  $X$  всегда больше, чем при любых других значениях  $\beta_0$ , а величина  $\bar{N}_y$  прямо пропорциональна величине гидродинамического напора, действующего вдоль оси  $Y$ , а значит и площади  $S_x$ .

На рис. 2.48 представлены зависимости  $\bar{N}_y(A_0)$  при постоянной скорости набегающего потока  $V_x = 0,54 \text{ м/с}$ , когда угловые амплитуды  $\beta_0 = 0^\circ$  (1), и  $\beta_0 = 12^\circ$  (2). Видно, как с увеличением амплитуды угловых колебаний  $\beta_0$  происходит некоторое уменьшение величин  $\bar{N}_y$  колеблющегося крыла. Пунктиром экстраполировались значения  $\bar{N}_y$  для амплитуд поперечных колебаний  $A_0$  равных 0 и 0,12 м.

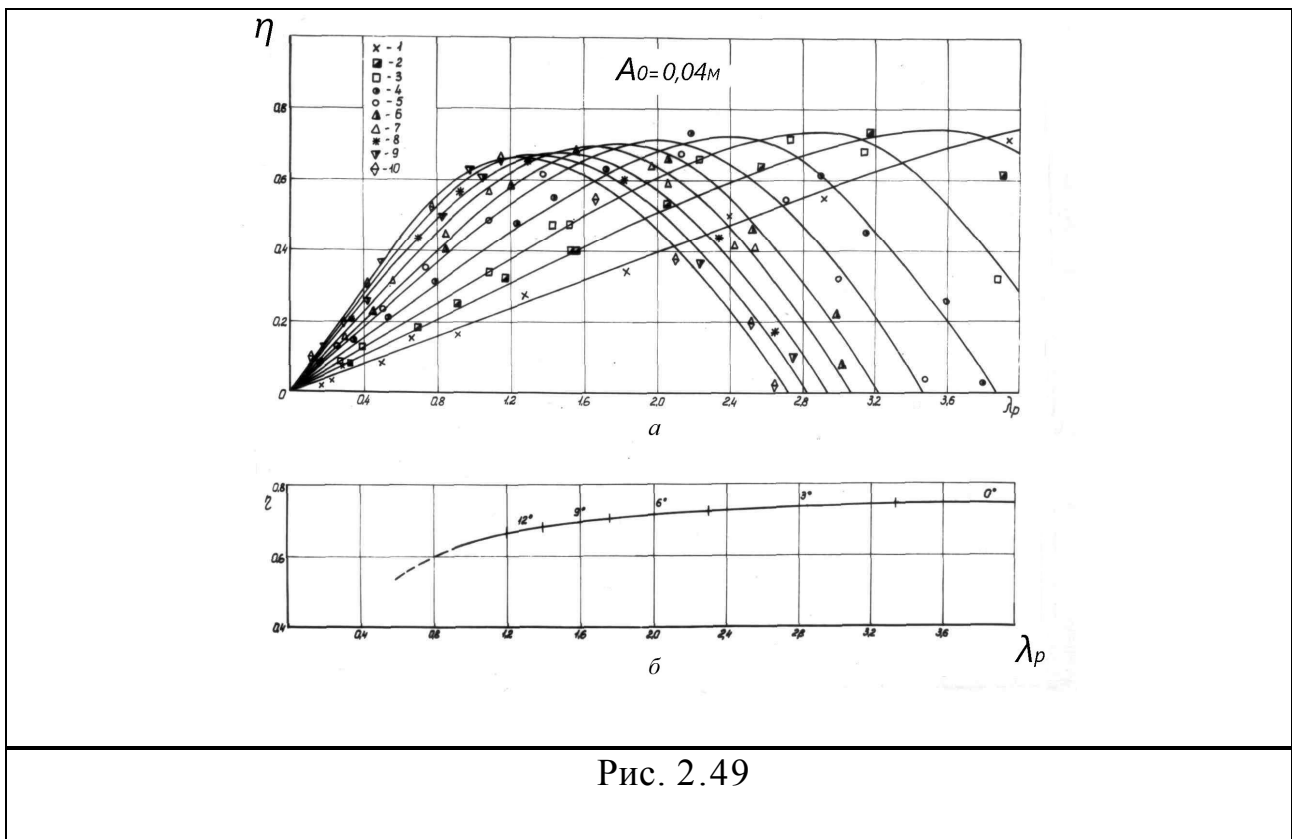


Рис. 2.49

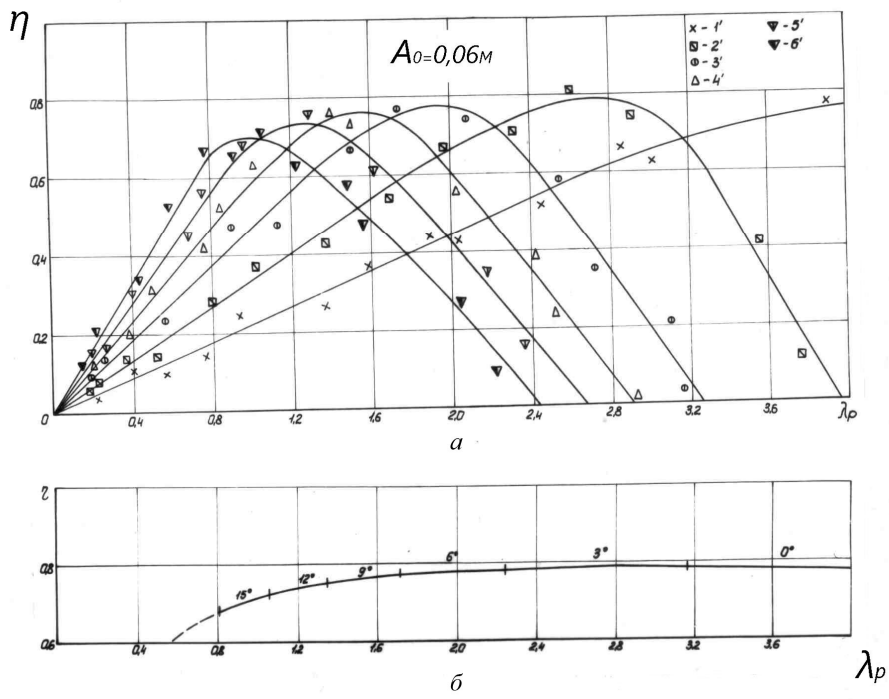


Рис. 2.50

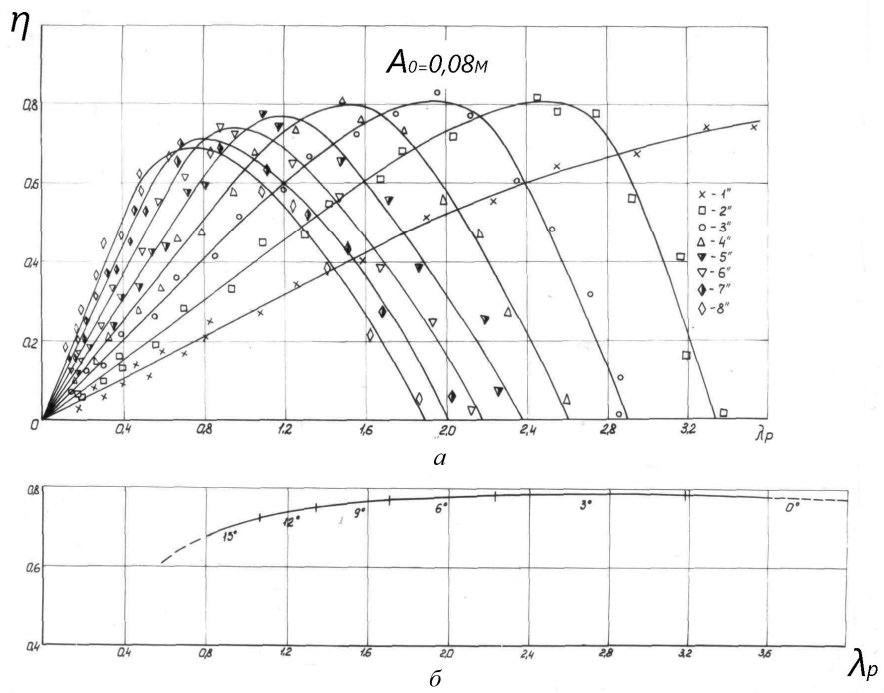


Рис. 2.51

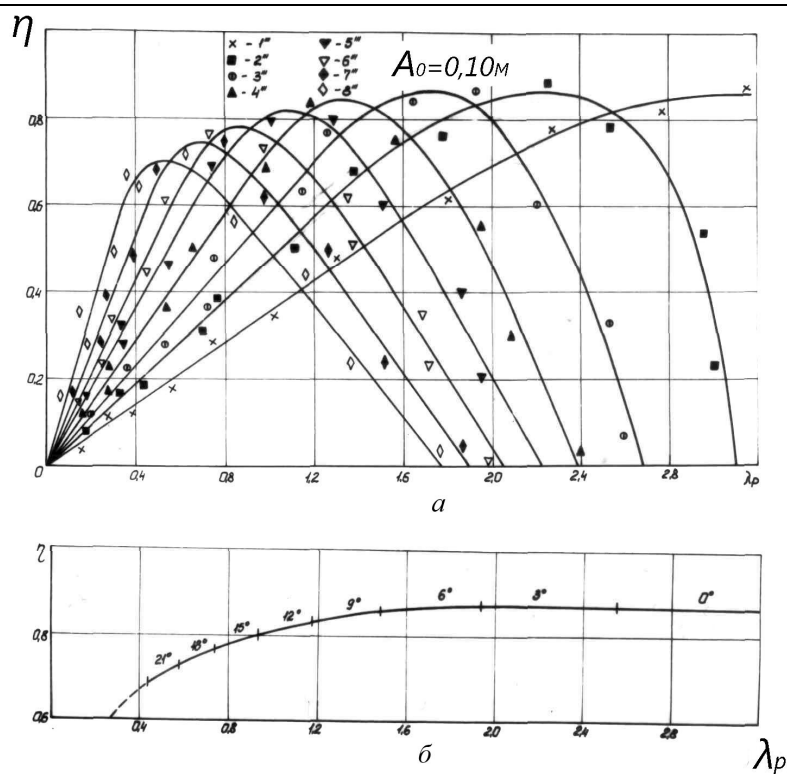


Рис. 2.52

На рис. 2.49 - 2.52 величина КПД  $\eta$  представлена в зависимости от величины относительной поступи  $\lambda p$  двигателя.

Используемый диапазон величин параметров  $f, A_0, \beta_0 u V_x$  в настоящих экспериментах позволил исследовать изменение величины КПД  $\eta$  в широком диапазоне величин относительной поступи  $\lambda p = 0 \div 4$ .

На этих графиках рис. 2.49a - 2.52a представлены зависимости  $\eta(\lambda p)$  при различных значениях угловых амплитуд  $\beta_0$  при фиксированных значениях вертикальных линейных колебаний  $A_0 = 0,04, 0,06, 0,08, 0,10m$  соответственно. Расшифровку обозначений, принятых на рис 2.49 - 2.52, смотри в таблице 2,1.

Характер экспериментальных зависимостей  $\eta(\lambda p)$  свидетельствует о существенном влиянии величины угловой амплитуды  $\beta_0$  колебаний крыла на величину КПД  $\eta$ . Все зависимости  $\eta(\lambda p)$  при малых значениях  $\lambda p = 0 \div 0,5$

имеют явно выраженный линейный характер и проходят через начало координат (так как при  $\lambda p = 0$  скорость набегающего потока  $V_x = 0$  - соответственно и нет полезной работы  $\bar{N}_x$ ). В указанном выше диапазоне значений  $\lambda p$  с увеличением  $\lambda p$  значения КПД  $\eta$  также нарастают, достигая максимумов при определенных значениях относительной поступи  $\lambda p$  и затем круто падают вниз до пересечения с осью ординат где  $\eta = 0$ .

На всех графиках имеется промежуточная область значений  $\lambda p$  где меняется прямо пропорциональная зависимость значений КПД  $\eta$  от  $\beta_0$  меняется на обратную.

Представляют интерес кривые  $\eta(\lambda p)$ , представленные на рис. 2.49б - 2.52б, являющиеся огибающими семейства кривых  $\eta(\lambda p)$  представленных на рис. 2.49а - 2.52а. Эти кривые показывают, какой при определенном значении  $\lambda p$  должна быть величина угловой амплитуды  $\beta_0$  колеблющегося крыла, чтобы КПД  $\eta$  был максимальным. Кривые  $\eta(\lambda p)$  на рис. 2.49б - 2.52б являются кривыми максимальных значений коэффициента полезного действия  $\eta$  для определенной величины амплитуды  $A_0$ . Вертикальными черточками обозначены точки пересечения двух соседних кривых  $\eta(\lambda p)$ , соответствующих двум соседним величинам  $\beta_0 / \Delta\beta_0 = 3_0 / 1$ , то есть на участках посередине которых стоят значения  $\beta_0 = const / 3^0, 6^0, 9^0$  и т.д., значения  $\eta$  в данном диапазоне  $\lambda p$  достигают максимума. При этом необходимо отметить следующую особенность - максимумы значений КПД  $\eta$  лежат на кривых, кривизна которых на всех графиках практически одинакова, причем по мере увеличения амплитуды поперечных колебаний крыла  $A_0$  указанная кривая отдалается от оси ординат  $\eta = 0$ .

На, рис. 2.49а - 2.52а, где значения  $\beta_0$ , которым соответствуют последовательно расположенные кривые I – 10, увеличиваются от  $0^\circ$  с

примерно равным шагом ( $1^{\circ}30$  на рис. 2.49а и с шагом  $3^{\circ}$  на рис. 2.50а - 2.52а), видно плавное, пропорциональное изменение величины КПД  $\eta$  при постоянном шаге  $\Delta\beta_0$  как при малых ( $\lambda_p < 1$ ), так и при больших ( $\lambda_p > 1,7$ ) значениях относительной поступи. Для всех кривых  $\eta(\lambda_p)$  имеется промежуточная область значений  $\lambda_p$ , где эти кривые достигают максимума и происходит изменение прямой пропорциональности  $\eta(\lambda_p)$  на обратную.

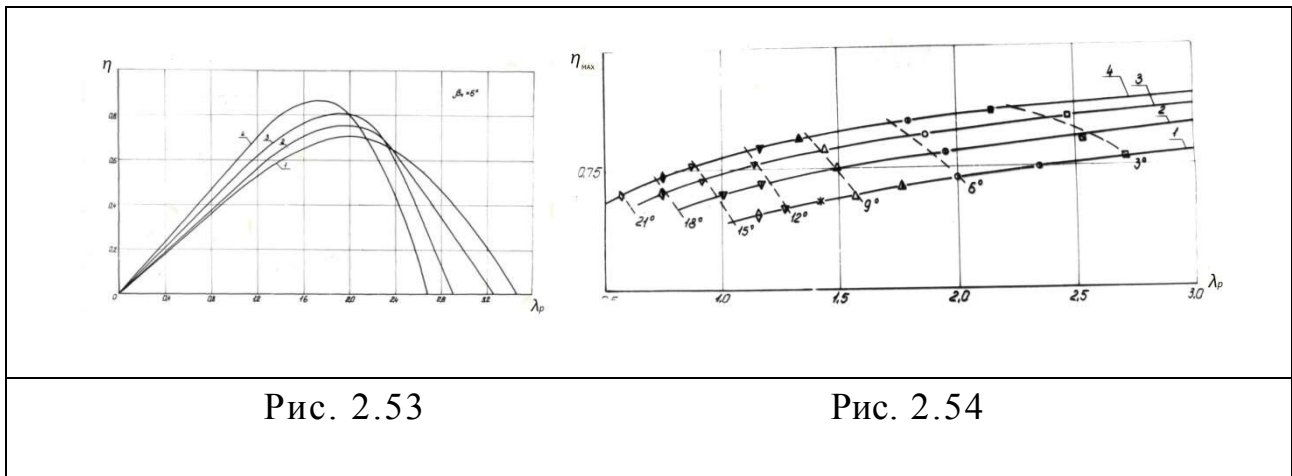


Рис. 2.53

Рис. 2.54

В качестве примера (рис. 2.53) представлены зависимости ( $\eta(\lambda_p)$ ) при различных значениях линейной амплитуды  $A_0$  и при постоянной величине угловой амплитуды колебаний крыла  $\beta_0 = 6^{\circ}$ . Кривые I - 4 соответствуют значениям амплитуд поперечных колебаний крыла  $A_0 = 0,04, 0,06, 0,08, 0,10$  м соответственно.

Все кривые  $\eta(\lambda_p)$  в рассмотренном диапазоне величин  $\lambda_p$  пересекаются между собой, наблюдается определенное распределение вдоль оси точек пересечения кривых ( $\eta(\lambda_p)$ ), соответствующим двум соседним значениям  $A_0$ . При переходе одной меньшей величины  $A_0$  к величине другой, большей, наблюдается смещение точек пересечения двух соседних кривых  $\eta(\lambda_p)$  влево по оси  $\lambda_p$ . При малых величинах  $\lambda_p$  (т.е.  $\lambda_p < 0,8$ ) разница между величинами КПД  $\eta$  невелика (до 20%), но достигает существенного различия при  $\lambda_p > 2,0$ . Следует отметить

также, что точки пересечения кривых  $\eta(\lambda p)$  с осью ординат  $\eta = 0$  при величинах  $A_0$  и  $\beta_0 = const$  совпадают с точками пересечения кривых  $K_T(\lambda p)$  с той же осью, при тех же значениях  $A_0$  и  $\beta_0$ .

На рис. 2.54 приведены огибающие семейства кривых  $\eta(\lambda p)$  для четырех величин поперечных колебаний  $A_0$ , (полученные с рис. 2.49 - 3.52) которые сведены на одном графике, точки касания огибающей максимумов кривых  $\eta(\lambda p)$  при одинаковых величинах  $\beta_0$  соединены пунктирными кривыми (кривые 1 - 4 соответствуют зависимостям  $\eta_{max}(\lambda p)$  при  $A_0 = 0,04, 0,06, 0,08, 0,10m$  соответственно, обозначения смотри в таблице 2.1.

Соотношение длин проекций двух соседних участков кривых  $\eta(\lambda p)$  на ось  $\lambda p$  подчиняются определенному закону, значения величин последовательных приращений  $\Delta\lambda p$  при шаге  $\Delta\beta = 3^\circ$ , в системе координат  $\Delta\lambda p, \beta_0$  хорошо аппроксимируются кривой, близкой по форме гиперболической (рис. 2.55).

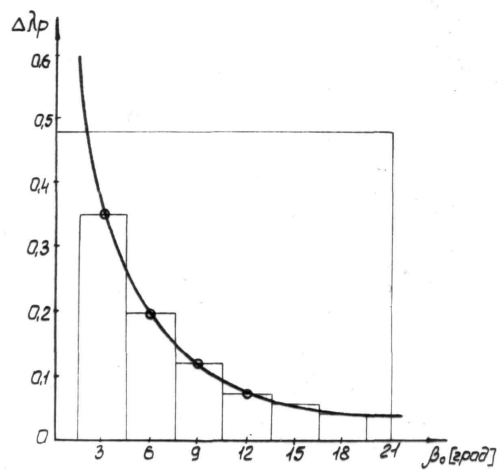


Рис. 2.55

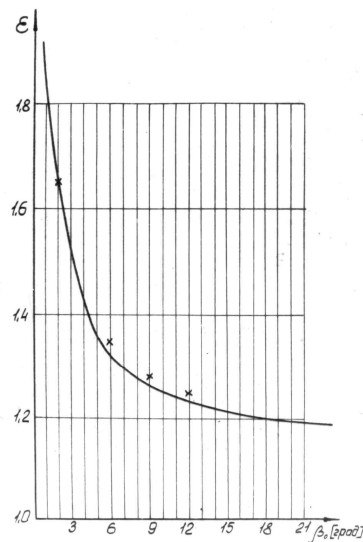


Рис. 2.56

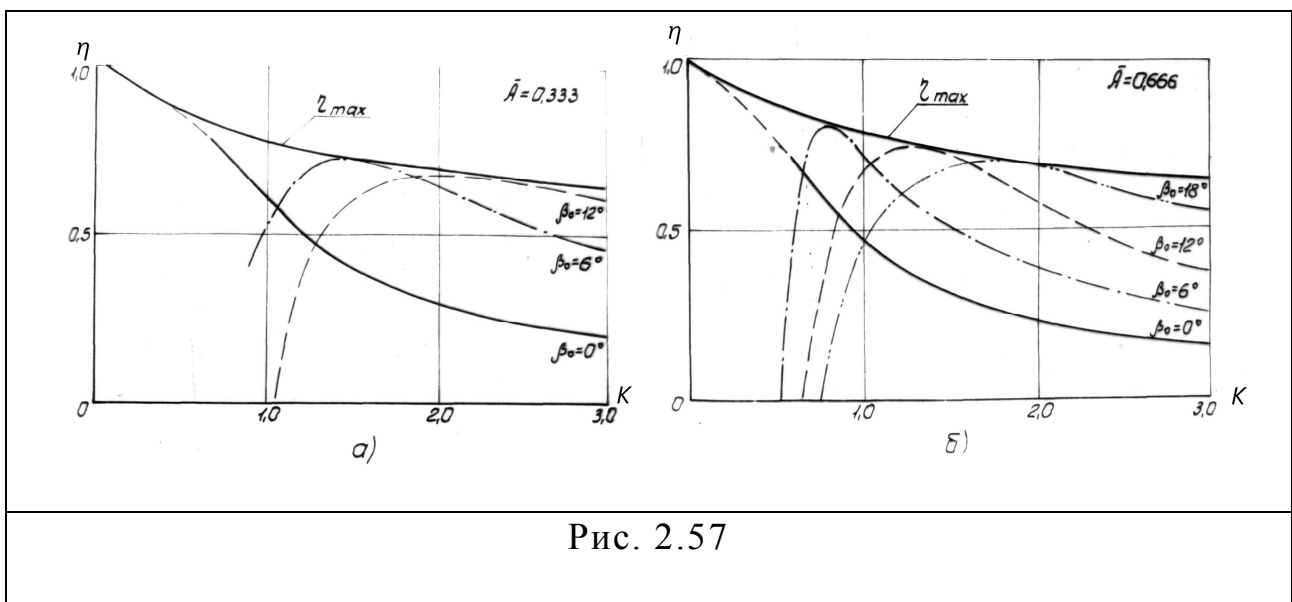
Более удобно, для разбивки кривых  $\eta(\lambda p)$  на участки, соответствующим значениям  $\Delta\beta=0^\circ$ , (например через  $1^\circ$ ) воспользоваться графиком представленным на рис. 2.56.

Здесь  $\varepsilon$  находится по формуле

$\varepsilon = \frac{\Delta\lambda px}{\Delta\lambda px + 3}$	(2.14)
---	--------

где  $x=3^\circ, 6^\circ, 9^\circ, 15^\circ$ . Как следует из кривой  $\varepsilon=(\beta_0)$  рис. 2.56, это соотношение в исследованном нами диапазоне величин  $\beta_0$  лежит в пределах 1,2 - 1,5, плавно уменьшаясь с увеличением угловой амплитуды  $\beta_0$ .

Представляет интерес рассмотрение зависимости величины КПД  $\eta$  от числа Струхала  $K = \frac{\omega b}{V_x}$ .



На рис. 2.57, представлены зависимости  $\eta(K)$  для размерных величин угловой амплитуды  $\beta_0$  и двух величин линейной относительной амплитуды  $\bar{A}=0,333$  (рис. 2.57а) и  $\bar{A}=0,666$  (рис.2.57б). Все кривые  $\eta(K)$  имеют явно выраженные максимумы, касательная к которым является



линией максимальных значений КПД $\eta$ . Все кривые  $\eta_{\max}(K)$  для различных линейных амплитуд колебаний сведены на рис. 2.58.

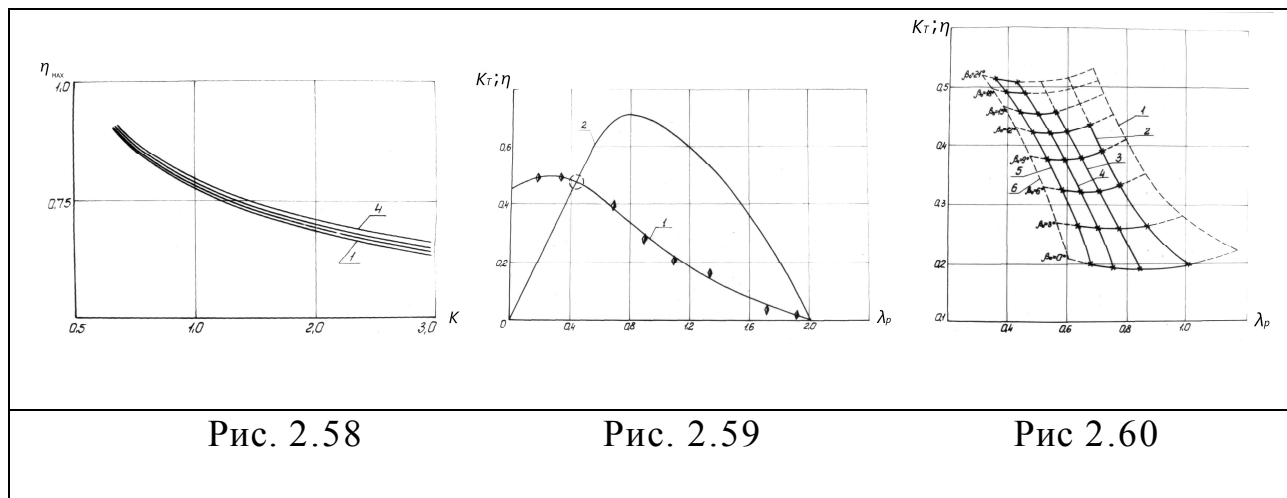


Рис. 2.58

Рис. 2.59

Рис. 2.60

Надо отметить, что все кривые лежат очень близко друг к другу и практически могут быть осреднены одной кривой, что показывает, что величина максимальных КПД $\eta$  в системе координат  $\eta, K$  не зависит от величины линейной амплитуды колебаний. Так, изменение относительной амплитуды колебаний  $\bar{A}$  от 0,333 до 0,8333 (т.е. в 2,5 раза) приводит к изменению величины КПД $\eta$  всего лишь на 3%. Следует отметить также, что зависимость  $\eta_{\max}(K)$  имеет вид асимптотической кривой, приближающейся к величине  $\eta = 0,5$  при дальнейшем увеличении числа Струхала.

На рис. 2.59 в качестве примера представлены зависимости  $K_T(\lambda_p)$  (кривая 1) и  $\eta(\lambda_p)$  (кривая 2) при  $\beta_0 = 18^{\circ}14' = const$  и амплитуде поперечных колебаний  $A_0 = 0,08m$ . Точка пересечения этих графиков позволяет получить значения величины  $\lambda_p$  (а значит и совокупности кинематических параметров КК), при которой значения величин  $K_T$  и  $\eta$  будут взаимно оптимальны, т.е. изменение величины  $\lambda_p$  в ту или другую сторону приведет к уменьшению одной из величин,  $K_T$  или  $\eta$ .

## Заключение

Используя весь комплект графиков на рис. 2.28 - 2.31 и рис. 2.49 - 2.52, мы получим ряд кривых  $(K_T(\eta) = f(\beta_0, A_0))$  при фиксированных величинах  $A_0$  (рис. 2.60).

Полученные точки пересечения кривых (рис. 2.60), на которых последовательно расположенные кривые 1 - 6 соответственно являются оптимальными значениями  $K_{T_{opt}}$  и  $\eta_{opt}$ , т.е. взаимно максимальны для конкретных кинематических характеристик колеблющегося крыла, и поэтому их можно использовать при проектировании движительно - двигательных комплексов.

Легко заметить, что для того чтобы иметь максимальный  $\eta$ , приходится довольствоваться средними значениями  $K_T$  и наоборот. Кривые  $(K_T(\eta) = f(\beta_0, A_0))$  позволяют получить разумный компромисс между соотношением оптимальных величин  $K_T$  и  $\eta$ .

## **Литература к главе 2**

1. Каян В.П. Экспериментальное исследование гидродинамического упора, создаваемого колеблющимся крылом // Бионика. - 1983. - Вып 17. - С. 45 - 49.2.

2. Довгий С.А. Исследование вихревых течений за колеблющимися крыльями // Наука - механике. - Киев: Наук, думка, 1983. - С. 109 - 116.

3. Довгий С.А. Нестационарная нелинейная гидроаэродинамика колеблющихся крыльев в ограниченных потоках : Дис... д-ра физ-мат. наук: 01.02.05 / НАН Украины. — К., 1996. — 335с.

4. Голубев В.В. Труды по аэродинамике. - М. - Л. : Гостехиздат, 1957. - 580с.

5. Глушко В.Н., Каян В.П., Козлов Л.Ф. Гидродинамические характеристики прямоугольного колеблющегося крыла // Бионика.- 1984.- Вып.18.- С. 40–44.
6. Козлов Л.Ф. Каян В.П., Глушко В.Н. Влияние упругой заделки на гидродинамические характеристики колеблющегося крыла. В сб. «Математические методы МЖГ», ДГУ, 1986 г. С.32 –37.
7. Каян В.П., Глушко В.Н. Экспериментальное исследование гидродинамики жесткого колеблющегося крыла // Бионика.- 1992.- Вып.25.- С. 71–75.
8. V.P. Kayan, V.N. Glushko. Research of Hydrodynamics of a Fin Propulsor // In book : First International Industrial Conference - : «Bionic 2004» - Hanover, Germany : - 2004. – pp 179 - 184.
9. Глушко В.Н., Белявцев А.И. // Экспериментальное исследование гидромеханики жесткого колеблющегося крыла. Вісник інженерної академії України №2,2015, С.7-11.
10. Воробьев Н.Ф. О дискретной вихревой схеме крыла конечного размаха //Изв. СО АН СССР. - Сер. техн. наук. – С. 59 - 68.
11. Гребешов Э.П., Ручин А.П. // Некоторые вопросы гидродинамики движителя типа "колеблющееся крыло" // Тр. ЦАГИ. - Вып. 2386. – 1988. - 24с.
12. В.П. Каян, Л.Ф. Козлов, В.Н. Глушко, А.А. Афонин, А.М. Бурденко // А.С. 1481721 СССР, МКИ В63Н 1/36 /Способ регулирования тяги судового машущего движителя // Открытия. Изобретения.-1989. - N 39.
13. В.Н. Глушко, В.Н. Каян, Л.Ф. Козлов, В.А. Кочин //А.С. 1615056 СССР, МКИ В63Н 1/36 / Способ регулирования тяги судового машущего движителя // Открытия. Изобретения. - 1990. - N 47.

14.Зайдель А.Н. Элементарные ошибки измерений // Наука. – 1967. – 78с.

### **Глава 3. Исследование влияния деформации профиля волнового движителя в виде колеблющегося крыла на его гидродинамические характеристики.**

На спроектированной и изготовленной в ИГМ НАНУ экспериментальной синусной установке также проведен цикл экспериментальных исследований гидродинамики гибкого прямоугольного колеблющегося крыла при обращенном движении. Графически представлены зависимости пропульсивных характеристик колеблющегося крыла от величины средней за период колебаний крыла тяги  $F_{cp}$  при различных параметрах скорости потока  $V_x$ , частоты колебаний  $f$ , амплитуд линейных и угловых колебаний  $A_0$  и  $\beta_0$ .

В данной главе представлены сравнительные экспериментальные исследования жесткого крыла [1-6] и гибкого крыла (с пассивно деформируемым профилем) сери NACA – 0015 [7].

#### **§. 3.1. Методика исследований.**

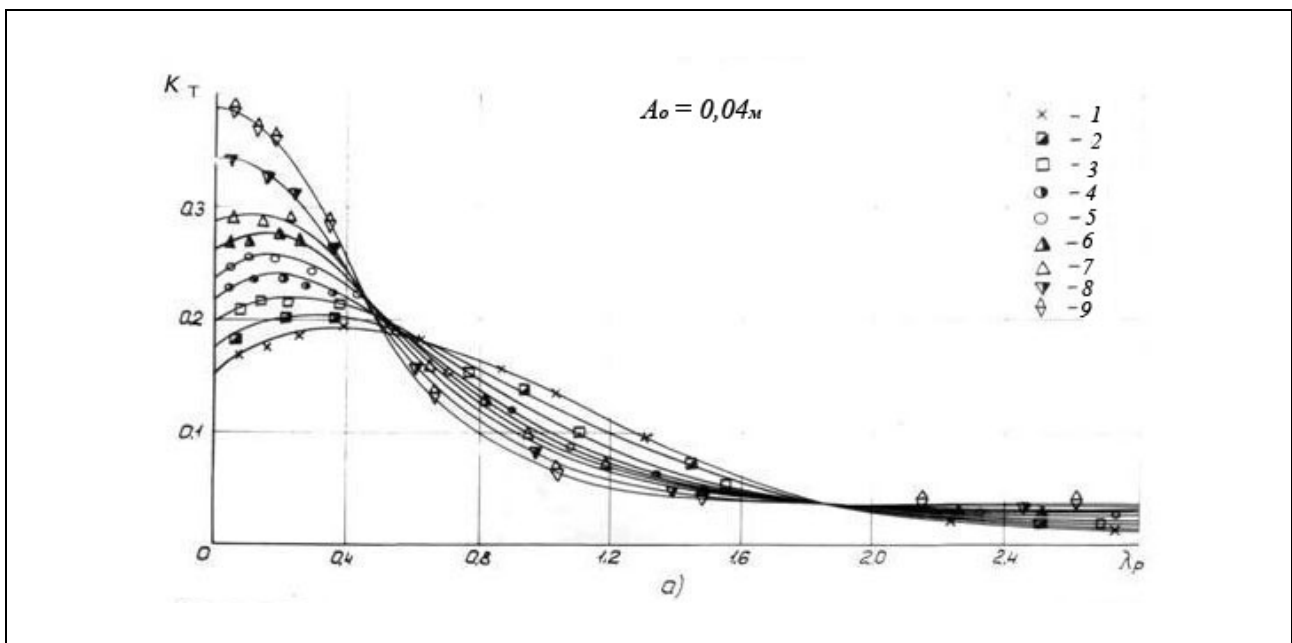
По измеренным экспериментально величинам тяги  $F_{cp}$  и поперечной силы  $P_{y_i}$  по формулам 1 ÷ 6 [Гл.2], рассчитаны коэффициент тяги  $K_T$  и КПД  $\eta$  как для жесткого колеблющегося крыла, так и для крыла с пассивно деформируемым профилем.

#### **§. 3.2. Результаты исследований.**

Результаты исследований крыла с пассивно деформируемым профилем представлены на рис 3.1 зависимостью величины коэффициента тяги  $K_T$  от относительной поступи  $\lambda_p$  при  $A_0 = 0,04м$  (рис. 3.1а) и  $A_0 = 0,08м$  (рис.3.1б). Номера кривых соответствуют обозначениям принятым в таблице 2.1.

Сравнивая тяговые характеристики жесткого (рис. 2.21 - 2.24) и гибкого (рис. 3.1) колеблющихся крыльев, нужно отметить что все зависимости  $K_T(\lambda_p)$  жесткого колеблющегося крыла имеют явно выраженные максимумы при малых значениях величины  $\lambda_p$ , причем чем больше значение угловой амплитуды  $\beta_0$ , тем при меньшем значении  $\lambda_p$  достигается максимум значений коэффициента  $K_T$  (для  $\beta_0 = 0^\circ$   $\lambda_{opt} = 0,3 \div 0,5$ , для  $\beta_0 = 21^\circ 30'$   $\lambda_{opt} = 0,2$ ).

С возрастанием величины относительной поступи  $\lambda_p > 1$  все значения  $K_T$  имеют тенденцию к резкому уменьшению, причем падение кривых  $K_T(\lambda_p)$  тем круче, чем больше величина  $\beta_0$ .



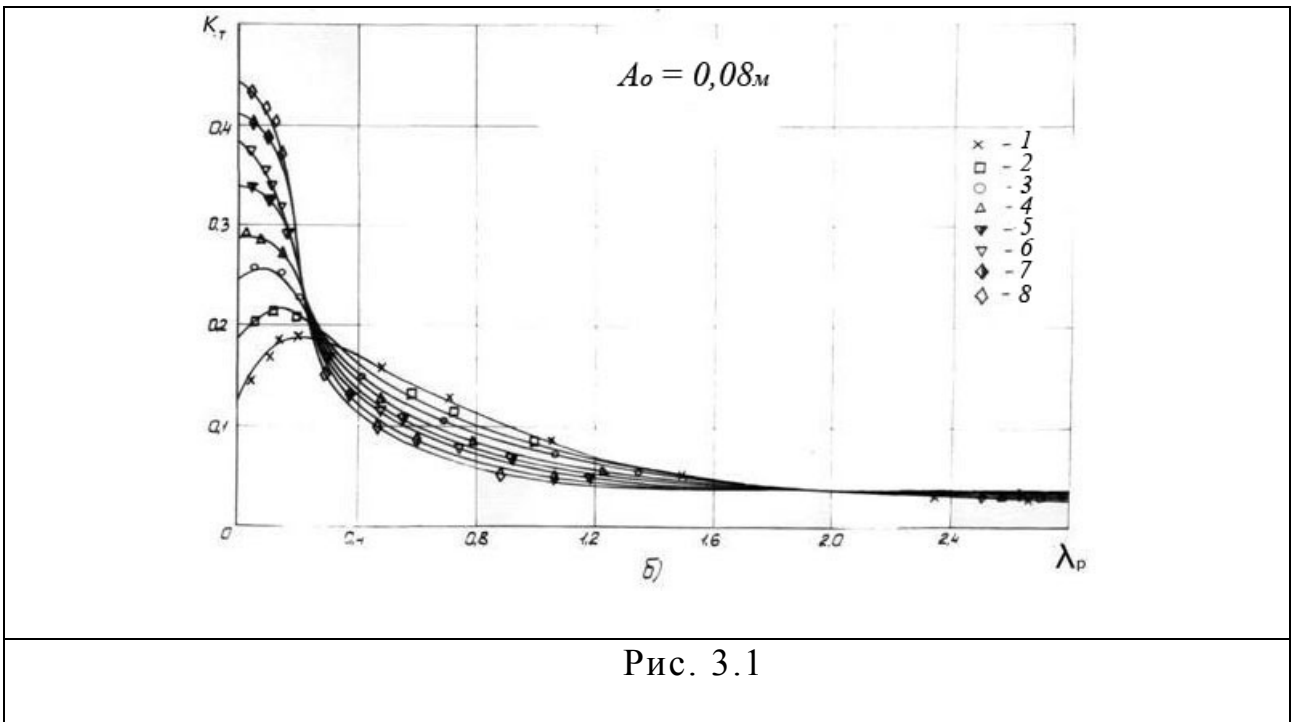
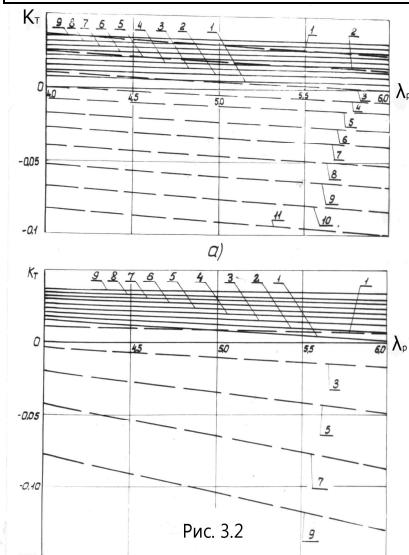


Рис. 3.1



Характер кривых на рис. 2.21 - 2.24 во многом соответствует характеру кривых  $K_T(\lambda_p)$  на рис. 3.1 [7], однако имеются весьма существенные отличия см. рис. (3.2а,б) (показаны линии жесткое крыло пунктир, гибкое крыло сплошная), обусловленные деформациями профиля гибкого крыла. При малых величинах  $\lambda_p < 1$  величины  $K_T$  у гибкого крыла меньше чем у жесткого и падение значений  $K_T$  с увеличением

$\lambda_p$  происходит значительно быстрее, чем у жесткого крыла. Область значений  $\lambda_p$ , где происходит изменение прямой пропорциональности  $K_T(\beta_0)$  на обратную, также значительно сдвигается влево.

Например; при  $A_0 = 0,04m$  у жесткого крыла эта область ограничена значениями  $\lambda_p = 1,8 \div 2,3$ , а у гибкого крыла - значениями  $\lambda_p = 0,5 \div 0,6$  и она значительно уже (для  $A_0 = 0,08m$  эти значения соответственно равны  $1,0 \div 1,8$  и  $0,2 \div 0,3$ ).

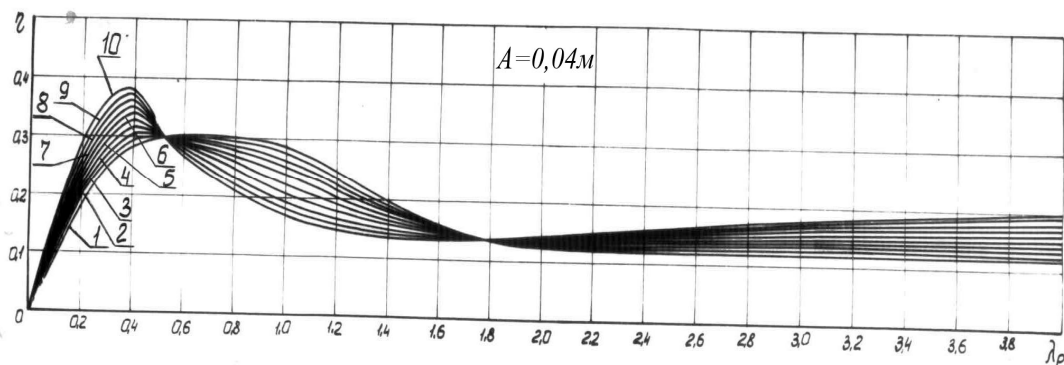


Рис. 3.3

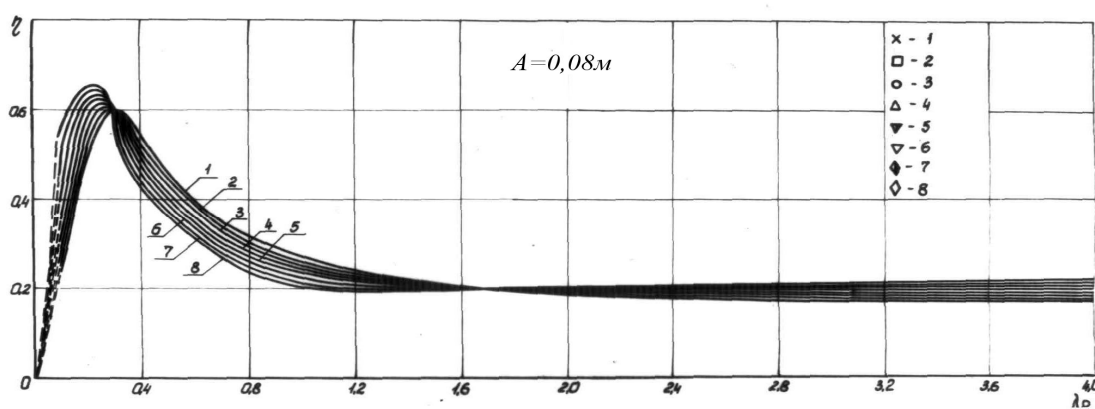


Рис. 3.4

На рис. 3.3, 3.4 зависимости коэффициента полезного действия КПД  $\eta$  гибкого крыла представлены в зависимости от относительной поступи  $\lambda_p$ . Диапазон изменения величин  $f, A_0, \beta_0, V_x$ , позволил исследовать изменение величины коэффициента полезного действия гибкого колеблющегося крыла в широком диапазоне относительной поступи, при  $\lambda_p = 0 \div 4$ .

На рис. 3.3 представлены зависимости  $\eta(\lambda_p)$  для гибкого колеблющегося крыла при амплитудах поперечных линейных колебаний  $A_0 = 0,04m$  и на рис. 3.4 при  $A_0 = 0,08m$ , при значениях угловых амплитуд  $\beta_0 = 0_0 \div 21^{0}30$  с шагом  $1,5^\circ$  для  $A_0 = 0,04m$  и шагом  $3^\circ$  для  $A_0 = 0,08m$ . Расшифровку обозначений принятых на этих рисунках смотри в таблице 2.1.

Характер экспериментальных зависимостей  $\eta(\lambda p)$  гибкого колеблющегося крыла свидетельствует о существенном влиянии величины угловой амплитуды колебаний  $\beta_0$  на величину КПД  $\eta$ . Все зависимости  $\eta(\lambda p)$  при малых значениях  $\lambda_p$  имеют явно выраженный линейный характер и проходят через начало координат, т.к. при  $\lambda_p = 0$  скорость  $V_x = 0$  и соответственно нет полезной работы  $N_x$ .

С увеличением относительной поступи, значения КПД  $\eta$  гибкого колеблющегося крыла нарастают гораздо быстрее, чем КПД  $\eta$  жесткого колеблющегося крыла, достигая максимума при значениях относительной поступи  $\lambda_{opt} = 0,3 \div 0,5$ , и затем круто падают вниз - причем падение кривых  $\eta(\lambda p)$  тем круче, чем больше величина  $\beta_0$ .

### **Заключение**

В диапазоне значений  $\lambda_{opt} = 2,7 \div 4,0$  при  $A_0 = 0,04m$  большинство кривых  $\eta(\lambda p)$  жесткого колеблющегося крыла пересекают нулевую ось графика  $\eta, \lambda_p$  и величина КПД  $\eta$  жесткого колеблющегося крыла становится  $= 0$ . Для  $A_0 = 0,08m$  большинство кривых пересекают нулевую ось графика  $\eta, \lambda_p$  в диапазоне значений  $\lambda_{opt} = 1,8 \div 4,0$ .

Характер кривых  $\eta(\lambda p)$  на рисунках 3.3, 3.4 для гибкого колеблющегося крыла во многом соответствует характеру кривых  $\eta(\lambda p)$  жесткого колеблющегося крыла, однако имеются отличия обусловленные деформациями профиля гибкого колеблющегося крыла. Так, падение значений КПД  $\eta$ , - с увеличением  $\lambda_p$  происходит значительно быстрее, чем у жесткого колеблющегося крыла. Область значений  $\lambda_p$ , где происходит изменение прямой пропорциональности  $\eta(\lambda p)$  на обратную, также



значительно сдвигается влево. Например, при  $A_0 = 0,04\text{м}$  у жесткого колеблющегося крыла эта область ограничена значениями  $\lambda = 1,5 \div 3,0$  а у гибкого колеблющегося крыла значениями  $\lambda_p = 0,4 \div 0,6$ . Для амплитуды поперечных колебаний  $A_0 = 0,08\text{м}$  эти значения соответственно равны  $0,8 \div 3,0$  и  $0,2 \div 0,3$ .

Вторым отличием зависимостей  $\eta(\lambda_p, \beta_0)$  гибкого колеблющегося крыла от таких же зависимостей для жесткого колеблющегося крыла является наличие на графике второй области пересечений всех кривых  $\eta(\lambda_p)$  (так же как и у зависимостей  $K_T(\lambda_p)$ ) где происходит изменение обратной пропорциональности  $\eta$  от  $\beta_0$  на прямую. Изменение обратной пропорциональности  $\eta(\lambda_p)$  снова на прямую происходит в диапазоне значений  $\lambda_p = 1,5$  и *т.д.* для обеих амплитуд колебаний.

С целью выяснения механизма образования гидродинамических сил на гибком колеблющемся крыле была произведена киносъемка неустановившихся деформаций гибкого профиля в процессе колебаний.

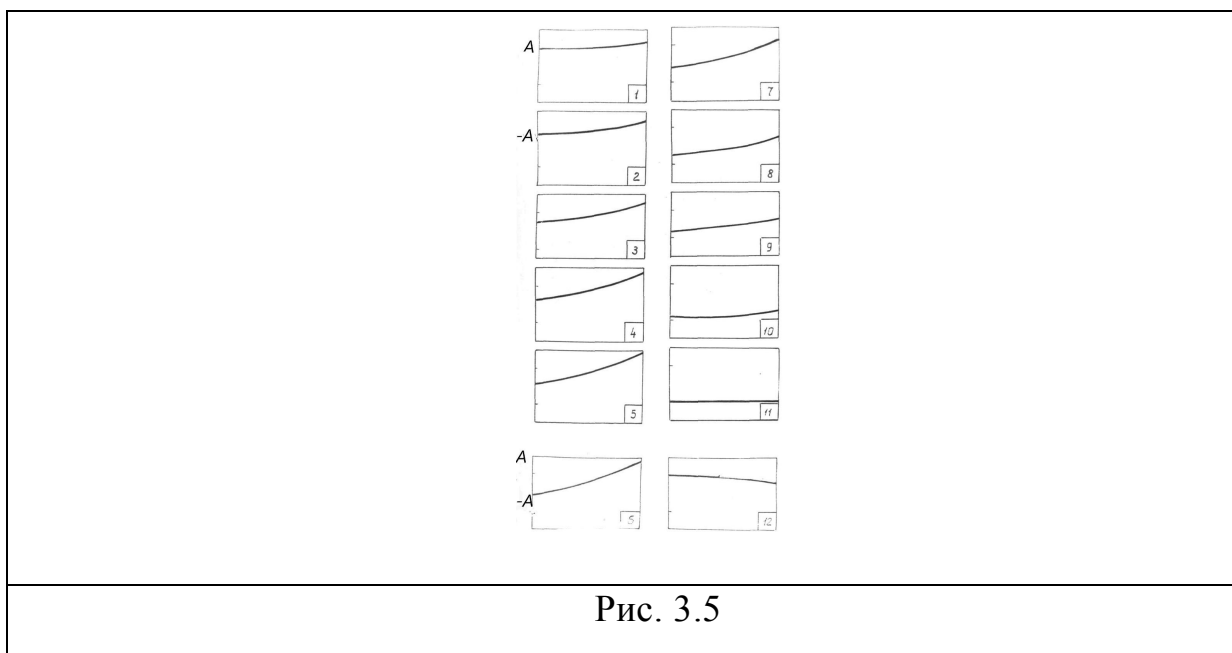


Рис. 3.5

На рис.3.5 приведена графическая копия кинограммы, состоящая из 12 последовательных положений за полупериод колебаний средней линии

профиля. Приведенный случай соответствует поступательным ( $\beta_0 = 0_0$ ) колебаниям крыла с относительной амплитудой  $\bar{A} = 0,33$ . Тщательный анализ полученных в эксперименте кинограмм, - позволяет сделать следующий вывод, средняя линия испытываемого профиля совершает деформации по гармоническому закону с ростом амплитуды к задней кромке, близком к линейному, причем, сдвиг деформаций по фазе относительно закона поступательных колебаний зависит от частоты колебаний  $f$ . Это в свою очередь дает возможность рассматривать поступательные колебания гибкого профиля как жесткого.

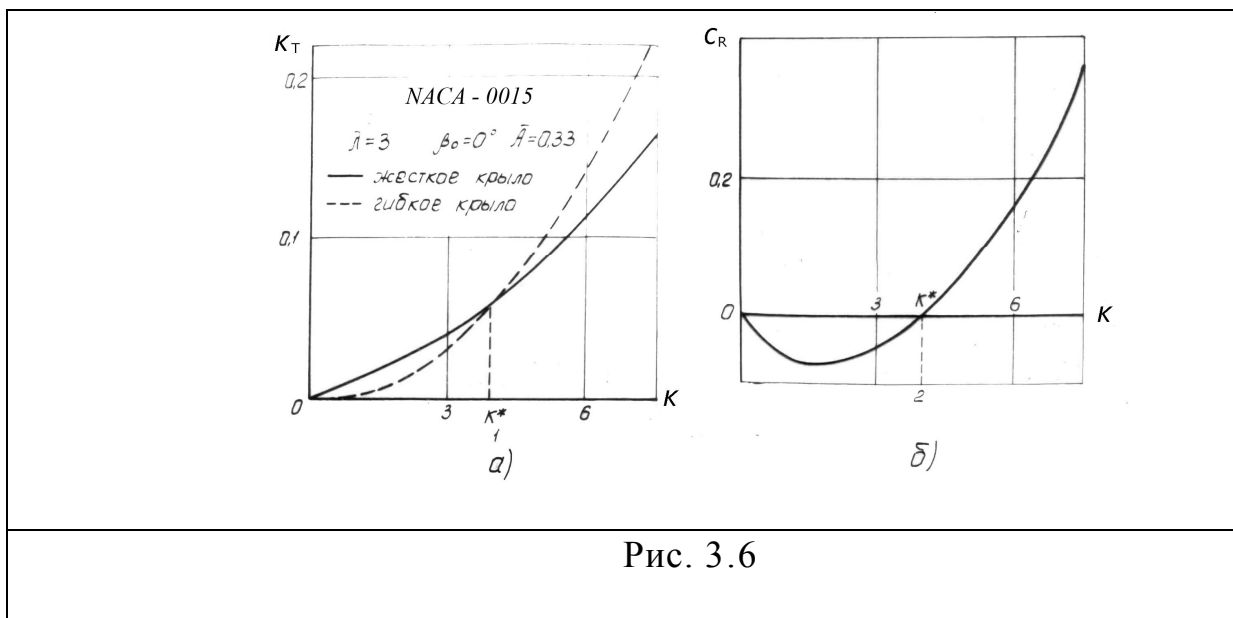


Рис. 3.6

На рис. 3.6 проведено сопоставление коэффициента тяги  $K_T$  для жесткого и гибкого колеблющихся крыльев. Как видим, существуют два частотных диапазона, определяемые некоторым критическим значением числа Струхала  $K_1^*$ . При  $0 < K < K_1^*$  коэффициент тяги жесткого крыла выше, чем гибкого, при  $K > K_1^*$ , наоборот, пропульсивные характеристики гибкого крыла превышают жесткое. Отметим, что все результаты, приведенные в данной главе, относятся к конкретному испытываемому крылу, характеристики которого даны в [5].

Для объяснения этого результата используем рассуждение, приведенное выше, связанное с деформациями профиля, а также некоторые

результаты нестационарной теории крыла [4]. Как известно, при поступательных колебаниях на колеблющемся профиле всегда возникает тяга. В случае вращательных колебаний поведение коэффициента тяги  $C_T$  характеризуется наличием некоторой области ( $0 < K < K_1^*$ ), в которой профиль испытывает сопротивление (рис. 3.6б). Очевидно, что наложение этих двух видов колебаний и приведет к случаю, изображенному на рис. 3.6а.

Отметим, что сделанные выводы находятся в соответствии с результатами теоретических работ [5], посвященных задаче о вынужденных колебаниях тонкой гибкой пластины в потоке идеальной несжимаемой жидкости.

### **Литература к главе 3**

1. Глушко В.Н., Каян В.П., Козлов Л.Ф. Гидродинамические характеристики прямоугольного колеблющегося крыла // Бионика. - 1984. - Вып 18. - С. 40 - 44.

2. V.P. Kayan, V.N. Glushko. Research of Hydrodynamics of a Fin Propulsor // In book : "First International Industrial Conference - «Bionic 2004» - Hanover, Germany : - 2004. – pp 179 - 184.1

3. Глушко В.Н., Белявцев А.И. Экспериментальное исследование гидромеханики жесткого колеблющегося крыла. Вісник інженерної академії України №2, 2015, С.7-11.

4. Довгий С.А., Трофимчук Ф.И., и др. К задаче о неустановившихся колебаниях гибкой пластины в потоке жидкости // динамические задачи механики сплошной среды, тез. докл. - Краснодар.

5. Глушко В. Н., Каян В. П., Козлов Л. Ф. Гидродинамические характеристики прямоугольного колеблющегося крыла // Бионика. - 1984.– Вып.18.– С. 40–44.

6. Каян В.П., Глушко В.Н. Экспериментальное исследование гидродинамики жесткого колеблющегося крыла // Бионика.- 1992.– Вып.25.– С. 71–75.

7. Каян В.П. О гидродинамических характеристиках плавникового движителя дельфина // Бионика.- 1979.– Вып.13.– С. 9–15.

8. Глушко В.Н., Каян В.П., Козлов Л.Ф. Исследование гидродинамики колеблющегося крыла с жестким и пассивно деформируемым профилем // Математические методы механики жидкости и газа. – Днепропетровск : ДГУ, 1986. – С. 21 – 29.

#### **Глава 4. Способы обеспечения максимальных пропульсивных характеристик волнового движителя в виде колеблющегося крыла.**

##### **§. 4.1 Способ обеспечения максимальной тяги колеблющимся крылом**

В результате анализа полученных данных по гидродинамике колеблющегося крыла, предлагается его техническая реализация.

На основании экспериментальных результатов предложены изобретения которые относятся к судовым движителям, в частности к движителям с колеблющимся рабочим органом в виде жесткого крыла малого удлинения и предназначены для обеспечения в любом режиме работы волнового движителя (обеспечивающего движение транспортного

средства вперед) максимальной средней за период колебаний крыла тяги либо экономичности.

Известен способ создания тяги колеблющимся в жидкости крылом, которое передней кромкой шарнирно прикреплено к свободному концу рычага, который совершает угловые колебания относительно своего второго конца, причем угол поворота крыла относительно рычага, - ограничен жесткими упорами, а сам поворот происходит под действием гидродинамических сил [1].

Однако такой способ не позволяет контролировать и регулировать величину угловых колебаний крыла, что приводит к существенному снижению эффективности способа.

Более эффективным является способ создания тяги колеблющимся крылом, отличающийся от предыдущего заменой жестких упоров пружинами, которые позволяют крылу совершать колебания с различными величинами угловой амплитуды, причем величина ее будет зависеть от геометрических параметров крыла, частоты и амплитуды его поперечных колебаний.

Однако такой способ позволит получить максимальную тягу, создаваемую колеблющимся в жидкости крылом, только при каком - то определенном режиме колебаний, поскольку не позволяет производить регулировку силы натяжения пружин во время работы устройства.

Известно много близких к изобретению по технической сущности и достигаемому результату движителей [2 - 9], где используется крыло для создания тяги, однако указанные способы и устройства не соотносят закон изменения кинематических параметров колеблющегося крыла с изменением режима работы волнового движителя и скорости движения транспортного средства и не позволяют таким образом осуществить максимальное его использование.

Цель изобретения - обеспечение в любом режиме работы такого движителя максимальной средней за период колебаний крыла тяги, что обеспечит наиболее элективное использование такого вида движителя при его эксплуатации.

Поставленная цель достигается тем, что согласно способу обеспечения максимальной тяги машущим движителем, рабочему органу которого в виде жесткого прямоугольного крыла малого удлинения, задаются в жидкости линейные перпендикулярно передней кромке крыла и угловые относительно ее же гармонические колебания синусоидального или близкого к нему трапециидального вида, причем угловые  $\beta_0$  колебания происходят с запаздыванием по фазе на  $\frac{\pi}{2}$  относительно линейных колебаний  $A_0$  с помощью приводного механизма каждый раз таким образом, чтобы ее величина при любом режиме работы плавникового движителя была связана с величиной поступательной скорости  $V_x$  [м/с] движения транспортного средства, на котором установлен волновой движитель, и с величиной средней за период колебаний крыла поперечной скоростью  $V_y = 4A_0 \cdot f$  [м/с] соотношением

$\beta_0 = (6 \bar{A} - 30) \cdot \lg (V_x / V_{y_{cp}}) + (22 - 6 \bar{A})$	(4. 1)
--	--------

где  $A_0$  и  $f$  - амплитуда и частота линейных колебаний крыла в [м] и [1/с],  $\bar{A} = \frac{A_0}{b} = 0,1 \div 1,0$  относительная амплитуда линейных колебаний крыла,  $b$  - величина хорды профиля крыла [м], и при этом осуществляют постоянный контроль величин  $\beta_0$ ,  $V_x$ ,  $V_{y_{cp}}$  и в случае изменения во время работы машущего движителя одной из двух или обеих последних величин производят с помощью приводного механизма корректировку величин  $\beta_0$  таким образом, чтобы она снова удовлетворяла указанному выше соотношению.

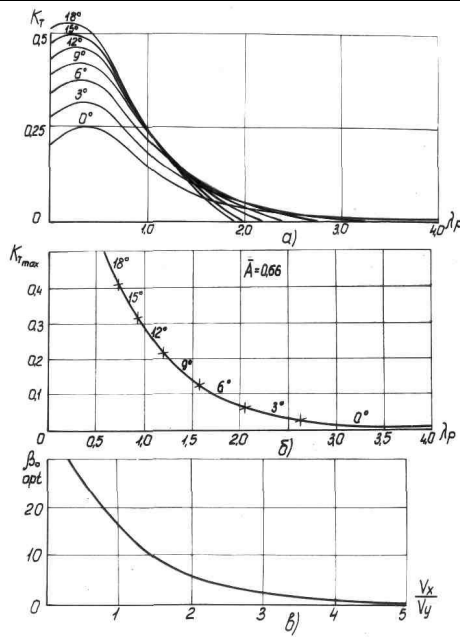


Рис 4.1

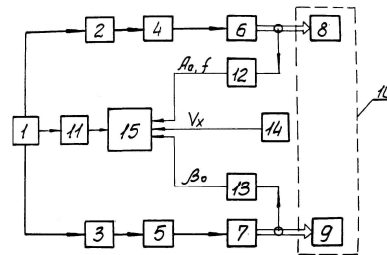


Рис. 4.2

Сущность изобретения поясняется рисунками, представленными на рис. 4.1а - одна из полученных авторами экспериментально  $\bar{A}=0,5$  серия зависимостей  $K_T(\lambda_p)$ , где  $K_T = \frac{2F_{cp}}{\rho V^2 S}$  коэффициент тяги, создаваемый колеблющимся крылом,  $F_{cp}$  - средняя за период колебаний тяга,  $\rho$  - плотность воды,  $S$  - площадь крыла,  $V_i = \sqrt{V_x^2 + V_y^2}$ ,  $\lambda_p = \frac{V_x}{A_0 \omega}$  относительная поступь крыла колеблющегося в жидкости; на рис. 4.1б - полученная графическим путем из рис. 4.1а зависимость коэффициента максимальной средней за период колебания крыла тяги  $K_{T_{max}}$  от относительной поступи  $\lambda_p$ ; На рис. 4в - полученная графическим путем из рис. рис. 4.1б зависимость оптимальной величины угловой амплитуды колебаний крыла  $\beta_0$  от отношения  $\frac{V_x}{V_{уср}}$ , при котором сохраняется  $K_{T_{max}}$  машущего

двигателя; на рис. 4.2 - принципиальная блок - схема, реализующая предлагаемый способ обеспечения максимальной тяги машущим двигателем.

Способ осуществляется следующим способом, рабочему органу установленного на транспортном средстве такого двигателя в виде жесткого прямоугольного крыла малого удлинения (около 3) с хордой профиля « $b$ » задают линейные перпендикулярно передней кромке крыла и угловые относительно ее же гармонические колебания с амплитудами  $A_0$  и  $\beta_0$  соответственно синусоидального (или близкого к нему) вида и частотой  $f$ , причем угловые колебания происходят относительно линейных с запаздыванием по фазе на  $\frac{\pi}{2}$ . С помощью приводного механизма и системы управления, угловую амплитуду колебаний  $\beta_0$  (в градусах) задают таким образом, чтобы ее величина при любом режиме работы машущего двигателя была связана с величиной поступательной скорости  $V_x$ [м/с] транспортного средства/ и с величиной средней за период колебания крыла поперечной, скоростью  $V_y = 4A_0 \cdot f$ [м/с] соотношением

$\beta_0 = (\bar{A} - 30) \cdot \int \frac{V_x}{V_y} + (22 - 6A)$	(4.2)
---	-------

где  $A = \frac{A_0}{b}$  - и затем поддерживают указанную величину  $\beta_0$  в течение работы машущего двигателя. Одновременно с помощью специальных датчиков, установленных на приводных элементах крыла, осуществляют постоянный контроль величин  $\beta_0, A_0, f$  а также  $V_x$ , и в случае изменения во время работы машущего двигателя одной из них или нескольких, производят с помощью микропроцессорного устройства и приводных механизмов корректировку величин  $\beta_0$  таким образом, чтобы она снова удовлетворяла указанному выше состоянию.



Закономерности связывающие кинематические характеристики колеблющегося крыла с его пропульсивными характеристиками, получены авторами в результате многолетних экспериментальных исследований гидродинамики колеблющегося крыла. На рис. 4.1а, в качестве примера, представлена серия зависимостей коэффициента  $K_T$  колеблющегося крыла от относительной поступи  $\lambda_p$  для  $\bar{A}=0,5$  (крыло имело удлинение 3 и относительную толщину профиля 15%) при различных величинах относительной фиксированной амплитуды угловых колебаний  $\beta_0 = 0^\circ \div 15^\circ$ . Результаты экспериментальных исследований с крыльями удлинением 2,5 ; 3,5 ; 4; и относительной толщиной 9%, 12%\* 18% показали аналогичную картину (изменение указанных величин незначительно повлияли на величину безразмерного коэффициента  $K_T$ ).

Было обнаружено, что для каждого значения  $\beta_0$  имеется свой диапазон величин  $\lambda_p$ , где коэффициент  $K_T$  максимален. На основании серии зависимости  $K_T(\lambda_p)$ , каждая точка которого соответствует определенной величине  $\beta_0$  (рис. 4.1б) цифрами показаны отрезки кривой  $K_{T,max}(\lambda_p)$  соответствующие указанным величинам  $\beta_{opt}$  с шагом  $3^\circ$ . После определенных операций отсюда была получена зависимость  $\beta_{opt}(\frac{V_x}{V_y})$  (рис. 4.1в), используя которую можно в любой момент времени установить кинематику, обеспечивающую максимальную тягу крыла.

Предлагаемый способ может быть реализован с помощью автоматизированной системы управления приводом машущего движителя, принципиальная блок - схема которой изображена на рис. 4.2 жирными линиями на схеме обозначен поток силовой электрической энергии тонкими - слаботочные измерительные и управляющие сигналы, тонкими двойными - передача механической энергии. Потребляемая от источника питания I (например, типа аккумуляторной батареи или судовой электросети)

электрическая энергия поступает на входы регуляторов напряжения 2 и 3 электроприводов линейных и угловых колебаний крыла и затем через соответствующие полупроводниковые преобразователи 4 и 5 к электродвигателям 6 и 7 приводов линейных и угловых колебаний крыла, которые уже непосредственно или опосредствовано связаны с исполнительными органами 8 и 9 обеспечивающими линейные и угловые перемещения крыла 10.

Задающее устройство 11 формирует закон движения плавсредства (разгон, торможение, равномерное движение). Сигналы от задающего устройства II и от датчиков 12, 13 и 14 об амплитуде  $A_0$  и частоте  $f$  линейных колебаний крыла, об амплитуде  $\beta_0$  угловых колебаний крыла и о скорости  $V_x$  поступательного движения транспортного средства поступают на входы микрокомпьютерного комплекса 15, который в соответствии с заданной программой, учитывающей выполнение приведенного в изобретении соотношения между величинами  $\beta_0, V_x, A_0$  и  $f$ , выдает сигналы управления регуляторами напряжения 2 и 3 и полупроводниковыми преобразователями 4 и 5 электроприводов линейных и угловых колебаний крыла 10, осуществляя таким образом как регулирование потока электрической энергии для обеспечения заданного закона движения транспортного средства, так и оптимальные соотношения между кинематическими характеристиками линейных и угловых колебаний крыла, обеспечивающие получение максимальной тяги машущим движителем.

Положительный, эффект предлагаемого способа обеспечения максимальной тяги машущим движителем в любом его режиме работы, при движении транспортного средства вперед состоит в том, что применение указанного способа позволит обеспечить максимальную силы тяги, т.е. наиболее эффективно использовать движитель такого типа при его эксплуатации.

#### **§. 4.2. Способ обеспечения максимальной экономичности машущим движителем.**

Изобретение относится к судовым движителям с колеблющимся рабочим органом в виде крыла малого удлинения и предназначено для обеспечения в любом режиме работы движителя, при движении судна вперед, максимального гидромеханического КПД $\eta$ .

Известен способ создания тяги колеблющимся в жидкости крылом, причем, угол его поворота ограничен пружинами, которые позволяют крылу совершать колебания с различными величинами угловой амплитуды, величина которой будет зависеть от геометрических параметров крыла, частоты и амплитуды его поперечных колебаний.

Однако, такой способ позволяет получить максимальный гидромеханический КПД $\eta$ . колеблющегося движителя только при каком - то определенном режиме колебаний, поскольку конструкция данного устройства не позволяет производить регулировку силы натяжения пружин во время его работы.

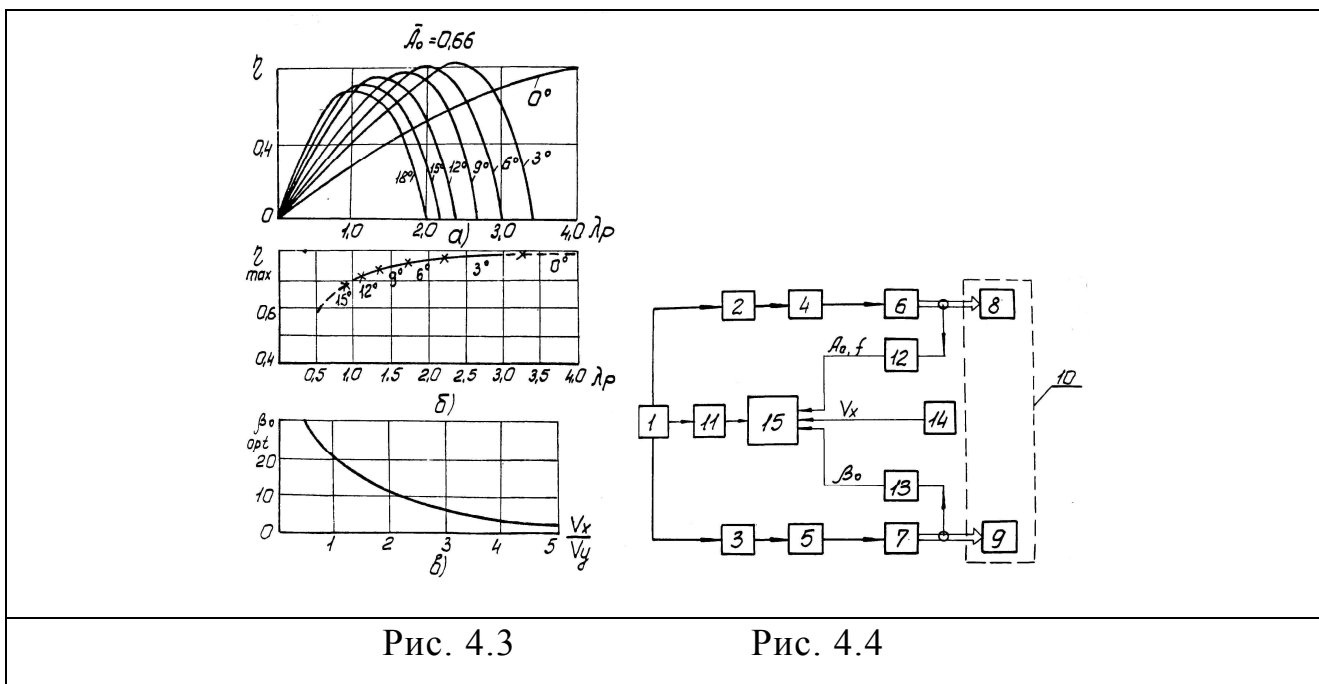
Наиболее близким к изобретению по технической сущности является способ регулирования тяги судового машущего движителя изложенный в предыдущем параграфе §. 4.1, однако, указанный способ обеспечивает в любой момент времени - только максимальную величину силы тяги, что может быть выгодно транспортному средству только при требовании развития максимальной скорости и не обеспечивает крейсерского режима его движения.

Цель предлагаемого способа обеспечение в любом режиме работы машущего движителя максимальной величины гидромеханического КПД $\eta$ . Поставленная цель достигается тем, что рабочему органу в виде жесткого прямоугольного крыла малого удлинения задают линейные перпендикулярно передней кромке и угловые относительно ее же гармонические колебания,

причем, угловые колебания происходят с запаздыванием по фазе на  $\frac{\pi}{2}$  относительно линейных колебаний, а амплитуду угловых колебаний крыла  $\beta_0$  изменяют с помощью приводного механизма таким образом, чтобы ее величина при любом режиме работы движителя была связана с величиной поступательной скорости  $V_x$  движения транспортного средства, амплитудой и частотой линейных колебаний движителя соотношением вида:

$\beta_0 = (6 \bar{A} + 25) \lg + V_x / \Delta A_0 + (23 - 4 \bar{A})$	(4.3)
--	-------

где  $\bar{A} = \frac{A}{b}$  - относительная амплитуда линейных колебаний крыла,  $b$  - величина хорды профиля крыла, и, в случае изменения во время работы одной из них, с помощью приводного механизма производится корректировка величины  $\beta_0$  таким образом, чтобы она удовлетворяла указанному соотношению.



Сущность указанного способа поясняется рисунком 4.3, где изображен график, на котором представлена одна из полученных экспериментально серия зависимостей  $\eta(\lambda p)$  при  $\bar{A} = 0,666$  где  $\eta = \frac{N_x}{N_y} = \text{КПД}_\eta$  волнового плавникового движителя,  $F_{cp}$  - средняя за период колебаний

крыла тяга,  $V_x$  - поступательная скорость движения транспортного средства,  $N_x = F_{cp} \cdot V_x$  - средняя за период колебания крыла затраченная мощность,  $N_y$  - средняя за период колебаний крыла полезная мощность,  $\lambda_p = \frac{V_x}{A_0 \omega}$  - относительная поступь машущего движителя; на рис. 4.3б - полученная графически из рис. 4.3а зависимость максимального коэффициента полезного действия КПД $\eta$  от относительной поступи  $\lambda_p$ ; на рис. 4.3в - полученная графически из рис. 4.3б зависимость оптимальной величины амплитуды угловых колебаний крыла  $\beta_{opt}$  от отношения  $\frac{V_x}{V_{уср}}$  - , где  $V_{cp} = 4A_0f$  - средняя за период колебаний крыла поперечная скорость центра давления крыла, принципиальная блок - схема устройства управления машущим движителем, которая реализует предлагаемый способ обеспечения максимальной гидромеханического КПД $\eta$  движителя, представлена на рис. 4.4.

Способ осуществляется следующим образом. Рабочему органу транспортного средства в виде жесткого прямоугольного крыла малого удлинения задают линейные перпендикулярно передней кромки крыла и угловые относительно ее же гармонические колебания амплитудами  $A_0$  и  $\beta_0$  соответственно синусоидального (или близкого к нему вида и частотой  $f$ ), причем, угловые колебания  $\beta_0$  происходят относительно линейных с запаздыванием по фазе на  $\frac{\pi}{2}$ . С помощью приводного механизма и системы управления амплитуду угловых колебаний задают таким образом, чтобы ее величина при любом режиме работы машущего движителя была связана с величиной поступательной скорости  $V_x$  транспортного средства, амплитудой  $A_0$  и частотой линейных колебаний  $f$  соотношением вида

$\beta_0 = (6 \bar{A} + 25) \lg + V_x / AA_0 + (23 - 4 \bar{A})$	(4.4)
--	-------

где  $\bar{A} = \frac{A}{b} = 0,1 \div 1,0$

С помощью специальных датчиков, установленных на приводных элементах крыла осуществляют постоянный контроль величин  $A_0$ ,  $f$ ,  $\beta_0$ ,  $V_x$  и в случае изменения во время работы одной (или нескольких) из них, с помощью микропроцессорного устройства и проводных механизмов осуществляют корректировку величины  $\beta_0$  таким образом, чтобы она удовлетворяла указанному выше соотношению.

Закономерности, связывающие кинематические характеристики колеблющегося крыла с его пропульсивными характеристиками получены в результате многолетних экспериментальных исследований гидродинамики колеблющегося крыла.

Из семейства кривых  $\eta(\lambda_p, \beta_0)$  следует, что для каждого значения  $\beta_0$  имеется определенное значение величины  $\lambda_p$ , где КПД $\eta$  максимален, с помощью графика  $\eta(\lambda_p)$  был построен график зависимости  $\eta_{\max}(\lambda_p)$  каждая точка которого соответствует определенной величине  $\beta_0$  (рис. 4.36). После определенных преобразований отсюда была получена зависимость  $\lambda_{popt}(V_x/V_{y_{cp}})$  (рис. 4.3в), используя которую можно для любого режима движения установить кинематику крыла, обеспечивающую максимальный гидромеханический КПД $\eta$  такого движителя.

Предлагаемый способ может быть реализован с помощью автоматизированной системы управления приводом движителя, принципиальная блок - схема которого изображена на рис.4.4.

## **Заключение**

Положительный эффект предлагаемых способов обеспечения максимальной тяги  $K_T$  волновым двигателем в любом его режиме работы и обеспечения максимальной экономичности КПД $\eta$  таким двигателем заключается в том, что в любом режиме его работы применение указанных способов (защищенных патентами [10,11]) позволит обеспечить максимальную тягу  $K_T$ , а также максимальный гидромеханический КПД $\eta$  и тем самым, обеспечить наиболее эффективное использование двигателя такого типа при его эксплуатации.

Для реализации указанных «способов» предложена конструкция плавникового двигателя, которая оформлена патентом [12].

#### Литература к главе 4

1. А.С. 755686. СССР // Бюл. изобр. – 1980. - №30.
2. Патент РФ 2068372 МКИ В63Н 1/36 / Плавниковый двигатель / В.П. Каян, Л. Ф. Козлов // Бюллет. Патенты. Изобретения. - №30. 1996г.
3. А.С. 796074 СССР, МКИ В63Н, 1/36 / Плавниковый двигатель для лодок / В.Ф.Тарасенко, В.В.Бабенко, В.В.Гапоненко.
4. Патент РФ 2033938 МКИ В63Н 1/36 / Плавниковый двигатель / Полищук С.В., В.В.Бабенко, 30.04.1995.
5. Патент РФ 2013305 МКИ В63Н 1/36/ Плавниковый двигатель / Полищук С.В., В.В.Бабенко, 30.04.1995.
6. А. С. 1735116 СССР, МКИ В63Н. Плавниковый двигатель / В. П. Каян // Там же. - 1992. - N 19. - С. 56. 60.
7. А. С, 1705183 СССР, МКИ В6Н. Плавниковый двигатель / С. А. Довгий, В.П.Каян, О.В. Копейка //Изобретения. - 1992. - N 2. - С.68

8. А.С. 484129 СССР, МКИ В63Н. Машущий плавниковый движитель / В.В. Бабенко, В.П. Каян, Л.Ф. Козлов // Открытия. Изобретения. - 1975. - N 34. - С. 40.

9. А.С. 529104 СССР, МКИ В63Н. Плавниковый движитель /В.В. Бабенко // Там же. - 1976. - N 35. - С. 48

10. А. С.1516424 СССР, МКИ В63Н / Способ регулирования тяги судового машущего движителя /В. П. Каян В. Н. Глушко и др.// Открытия. Изобретения.— 1989.— № 39.— С. 25.

11. А. С.1615056 СССР, МКИ В63Н /Способ регулирования тяги машущего движителя / В. П. Каян, В. Н. Глушко, и др. // Открытия. Изобретения. — 1990.— № 47.— С. 28.

12. Патент України №81736 /Плавцевий рушій /Глушко В.М.,Каян В.П.// 10.07.2013.- Бюл.№13.

## **Глава 5. Экспериментальное исследование работы плавникового движителя с упругим закреплением лопасти.**

Приводятся результаты экспериментальных исследований плавникового движителя с рабочим органом в виде подпружиненного жесткого колеблющегося крыла (КК) с приводом от электромагнитного двигателя (ЭМД) неполноповоротного типа.

В экспериментальных исследованиях гидродинамических характеристик изолированного колеблющегося крыла с целью использования его как рабочего органа плавникового движителя, применяют, как правило, обычные приводы вращательного типа с преобразованием вращательного движения вала тем или иным образом в линейно - угловое колебательное



движение рабочего органа [1,2,3], что приводит к значительному увеличению габаритов приводной системы, снижению ее КПД<sub>η</sub> и надежности.

Однако, если использовать принципиальную схему плавникового движителя гидробионтов [4,5] (что позволит сделать конструкцию плавникового движителя более компактной) необходимо обеспечить угловые колебательные движения приводного рычага (имитирующего хвостовой стебель дельфина), на свободном конце которого устанавливается лопасть стреловидной либо прямоугольной формы в плане, а соединение ее с рычагом делается либо жестким, либо шарнирным. В последнем случае лопасть может свободно поворачиваться относительно рычага за счет сил гидродинамического напора на некоторый угол, задаваемый либо ограничивающими упорами, установленными на приводном рычаге, либо пружинами, и тогда угол поворота лопасти относительно рычага зависит от упругости пружинных ограничителей и кинематических характеристик лопасти, т.е. амплитуды и частоты ее колебаний.

В случае использования гидробионической схемы для привода колеблющегося крыла угловые колебания рычага наиболее выгодно осуществлять за счет применения в качестве привода линейных либо поворотных электромагнитных двигателей, причем при использовании первых в конструкции привода необходимо иметь дополнительную рычажную систему.

### **§.5.1. Экспериментальная установка**

В Институте гидромеханики НАНУ при участии Института электродинамики НАНУ была разработана конструкция плавникового движителя с приводом угловых колебаний рычага от электромагнитного двигателя неполноповоротного типа [5], преобразующего энергию

электромагнитного поля непосредственно в угловые колебания приводного рычага плавникового движителя.

Конструкция электромагнитного двигателя (ЭМД) неполноповоротного типа представлена на рис. 5.1. Она позволяет реализовать режим вращательно - колебательного движения ротора с угловой амплитудой  $18^\circ$  и частотой колебаний 0,5-5 Гц. В качестве источника питания электромагнитного двигателя использовался электронный силовой блок с форсирующей схемой управления. Статор двигателя разделен на две магнитно не связанные половины, разделенные немагнитным кольцом 6. Каждая половина статора состоит из двух кольцевых систем магнитных полюсов, между которыми расположены катушки 3 и 8 соленоидного типа. Каждая система имеет по четыре симметрично расположенных полюса статоров 1 и 4, расположенных по обеим сторонам каждой из катушек.

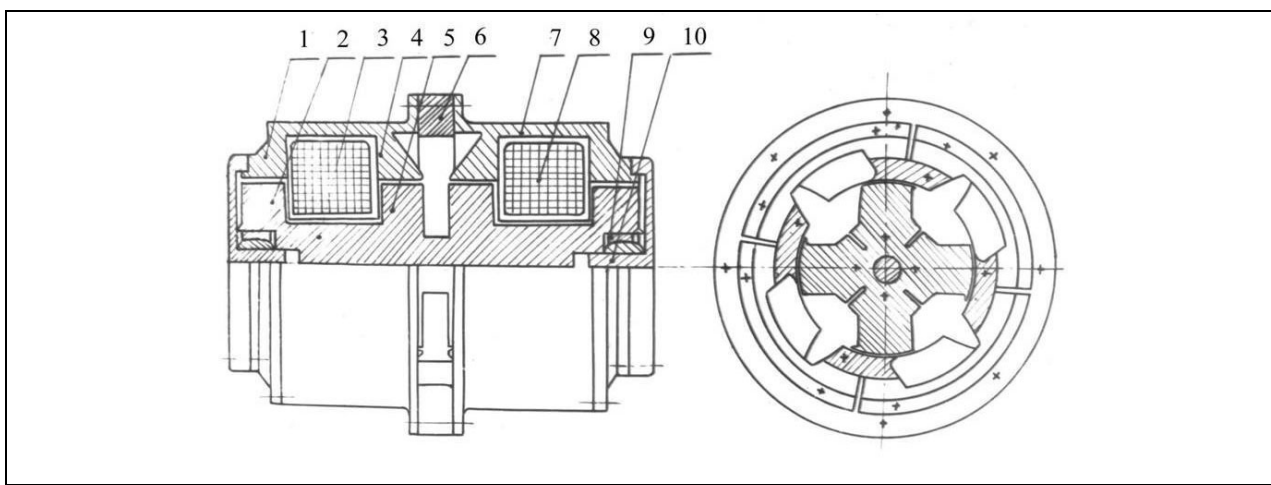


Рис. 5.1

Рис. 5.1.Схема электромагнитного двигателя неполноповоротного типа

Якорь 2 осесимметричен статору, расположен в нем с минимальным зазором и имеет возможность поворота вокруг своей оси на некоторый угол. Якорь выполнен из двух половин, каждая из которых имеет два ряда полюсов - выступов, а сами половины разделены центральной вставкой из немагнитного материала. Рычаг-качалка (с крылом на свободном конце) крепится в

центральной части якоря 2. Для обеспечения углового перемещения рычага в кольце 6 статора сделан вырез.



Рис. 5.2

Вершины прямых углов в сечении катушки, статора и якоря округлены, что уменьшает потери магнитного потока, якорь 2 посажен на полюсы 10 статора через шарикоподшипники 9.

Рис. 5.2. Вид в сборке ПД с подпружиненным крылом и электромагнитным двигателем

Полюса якоря ориентированы относительно полюсов левой и правой половины статора таким образом, что когда справа они находятся друг против друга, то слева - отстоят от этого положения на угол, равный величине рабочего хода (углу поворота) якоря. На полюсах статора и якоря имеются небольшие остrokонечные выступы, которые позволяют увеличить поворачивающий момент  $M$  в начальный момент поворота якоря. Фотография ЭМД неполноповоротного типа с установочным кронштейном и с приводным рычагом-качалкой со стреловидным крылом (лопастью) ПД с ограничивающими поворот крыла плоскими пружинами представлена на рис. 5.2. Вес ЭМД с рычагом - качалкой и кронштейном равен 8,7 кг.

Если при показанном на рис. 5.1 положении якоря включить левую катушку статора, то под действием магнитных сил притяжения кольцевые системы магнитных полюсов статора повернут системы магнитных полюсов якоря так, что якорь повернется по часовой стрелке и таким образом полюса якоря левой половины двигателя установятся против соответствующих полюсов статора ЭМД. При этом полюса правой половины двигателя будут отстоять от соответствующих полюсов статора

на угол, равный величине рабочего хода, для обеспечения обратного хода якоря, для чего необходимо включить правую катушку статора, отключив левую.

Смещение статорных секций друг относительно друга, осуществляемое с помощью немагнитного кольца, позволяет выбирать нужные углы поворота якоря двигателя и развиваемый в начале поворота момент. При этом, за счет уменьшения угла поворота якоря, обеспечивалась возможность, повышения частоты угловых колебаний якоря двигателя при неизменных параметрах источника питания. На специальном испытательном стенде Рис. 5.3. были определены статические характеристики электромагнитного двигателя, а именно зависимости величины крутящего момента  $M$  на оси якоря от угла поворота якоря  $\delta$  при различных значениях тока статора. При подводимой мощности электропитания  $N = 0.3$  кВт максимальный крутящий момент на оси якоря  $M_{max}$  составил  $10 \text{ Нм}$ .

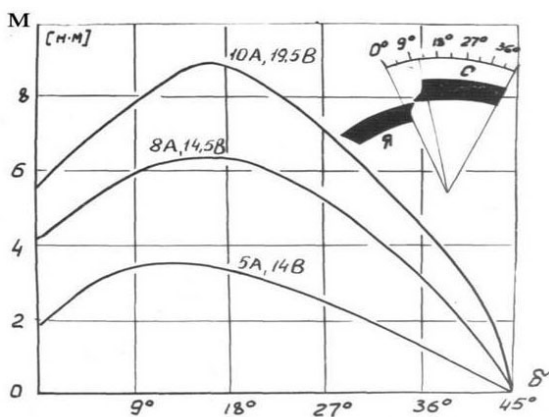


Рис. 5.3

Рис. 5.3. Статические характеристики ЭМД неполноповоротного типа

Для исследования гидродинамических характеристик плавникового движителя с приводом от ЭМД неполноповоротного

типа был спроектирован и изготовлен стенд для измерения силы тяги плавникового движителя (ПД) и моментов, возникающих на крыле при колебаниях его в воде.

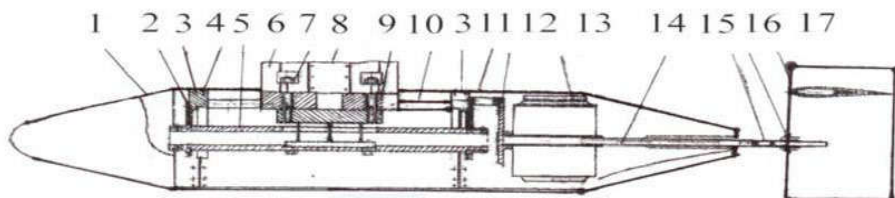


Рис. 5.4

Рис. 5.4. Схема стенда

Конструкция и общий вид стенда представлены на рис.5.4, а фотография в рабочем положении в биогидродинамической трубе [6] на рис.5.5. ЭМД неполноповоротного

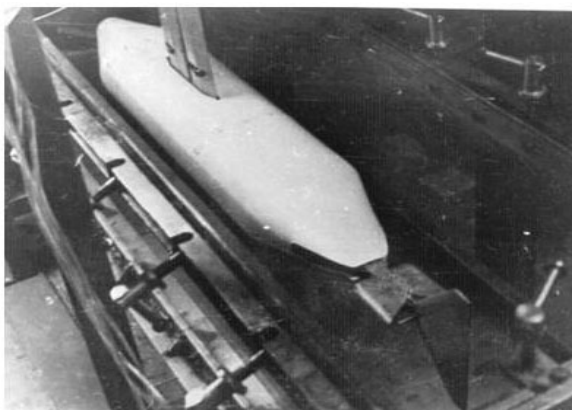


Рис. 5.5

Рис. 5.5. Стенд в рабочем положении в биогидродинамической трубе.

типа 13 с рычагом-качалкой 14 и крылом 17 с помощью кронштейна 12 крепился к силовому шпангоуту 3 (рис.5.4). Шпангоуты 3 с оболочкой 4 жестко соединены между собой четырьмя стяжками 10, образуя силовой каркас стенда, к которому крепится ЭМД с рычагом и крылом. С помощью крестообразных тензобалок 2 шпангоуты 3 соединены с центральным трубчатым основанием 5 и ножом-державкой 6. С помощью крестообразных тензобалок измерялись тяга и поперечные силы, создаваемые колеблющимся в горизонтальной плоскости крылом. Между трубой 5 и ножом 6 размещена дополнительно рамочная однокомпонентная тензобалка 9 для контрольного измерения тяги, создаваемой плавниковым движителем.

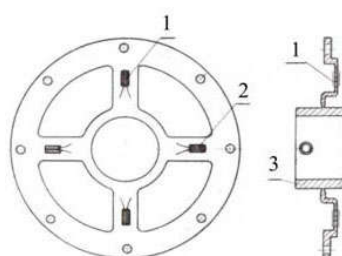
Корпус имел в сечении форму близкую к овалу (образован двумя полуокружностями  $R = 75$  мм, центры которых разнесены по оси на 50 мм). Носовая и хвостовая часть установки имели обтекатели конической формы со сферическим окончанием в носовой части. Внутри ножа - обтекателя имелся герметичный вырез 8 для размещения проводов электропитания ЭМД 13 и тензобалок 2 и 9.

Габаритные размеры измерительного стенда были  $L \times B \times H = 1,15 \times 0,2 \times 0,15$  м. Стенд был установлен по оси рабочей части биогидродинамической трубы [6] Института гидромеханики НАНУ. Габаритные размеры рабочей части трубы  $L \times B \times H = 1,8 \times 0,4 \times 0,4$  м. Испытание проводили на швартовых, т.е. вода была неподвижной, заглубление корпуса (по центральной продольной оси) составляло 0,2 м. Крыло совершало колебания в горизонтальной плоскости, расстояние от верхней кромки крыла до свободной поверхности воды составляло около 0,07 м.

### §. 5.2. Аппаратура и методика проведения исследований

Для проведения экспериментальных исследований плавникового движителя с ЭМД из алюминиевого сплава Д16АТ были изготовлены пустотелые крылья стреловидной и прямоугольной формы в плане (рис.5.2 и 5.4) нулевой плавучести. Крыло прямоугольной формы в плане имело симметричный профиль NACA-0015, удлинение крыла  $\lambda = l/b = 2$ , размах крыла  $l = 0,24$  м, хорда  $b = 0,12$  м, площадь  $S = 0,288$  м<sup>2</sup>. Исследуемое крыло подсоединялось шарнирно к концу рычага-качалки б привода и подкреплялось с обеих сторон либо двумя плоскими пружинами толщиной 0,8 мм (рис.5.2), которые служили ограничителями поворота крыла, либо круглыми витыми пружинами с предварительным натяжением (рис.5.5). Поворот крыла относительно оси шарнира в течение периода колебания осуществлялся за счет поперечной силы гидродинамического напора, а максимальный угол поворота крыла ограничивался частотой  $f$  угловых колебаний рычага и крыла и жесткостью пружин ограничителей.

Измерения мгновенной силы тяги, развиваемой крылом,



осуществлялось однокомпонентной тензобалкой 9 балочного типа, которая реагировала только на

Рис. 5.6

действие горизонтальной силы. Внутри переднего шпангоута 3 была установлена крестообразная тензобалка – мембрана 2 (рис.5.4), вертикальные тензодатчики 1 которой измеряли величину тяги, а горизонтальные тензодатчики 2 – величину поперечных сил на колеблющемся крыле (рис.5.6).

Рис. 5.6. Крестообразная тензобалка – мембрана.

Внутренняя часть 3 (рис. 5.6) крестообразной тензобалки крепилась к трубе – основанию 5 (рис.5.4), а внешняя - к силовому шпангоуту 3. С тензодатчиков 1 и 2 сигналы поступали на тензостанцию и далее на записывающее устройство. Там же записывались также величины тока и напряжения, подаваемые на катушки ЭМД неполноповоротного типа.

Для устранения наводок, возникающих от ЭМД и питающей сети, в измерительную схему каждого датчика после усиления сигнала тензостанцией ставился фильтр низкой частоты - дроссель Др<sub>1</sub> (рис.5.7). Так как такие фильтры в некоторой степени искажают полезный сигнал, для корректировки полученных данных были проведены амплитудные и фазовые тарировки этих фильтров.

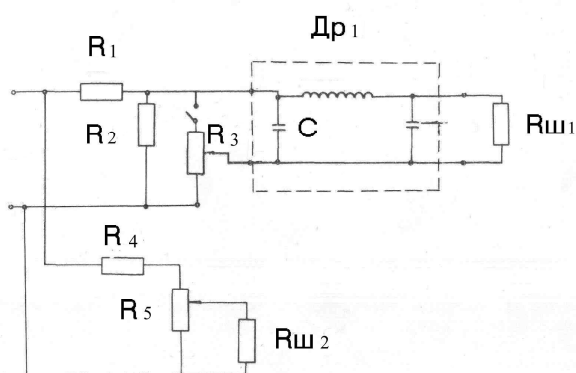


Рис. 5.7

рис. 5.7. Схема прохождения сигнала от тензодатчиков.

Тарировочные контрольные характеристики снимались на частотах  $f = 0 - 10$  Гц с

интервалом 0,5Гц. Сигнал от генератора сигналов подавался одновременно на два шлейфа R<sub>ш1</sub> и R<sub>ш2</sub> (рис.5.7). На R<sub>ш1</sub> сигнал

подавался через фильтр низкой частоты (дрессель  $Dp_1$  на рис.5.7), а на  $R_{ш2}$  - через активные сопротивления  $R_4$  и  $R_5$ . Полученный сигнал уменьшался по амплитуде и сдвигался по фазе.

Имея контрольные тарировочные характеристики для всех режимов работы измерительного стенда с электромагнитным приводом, пересчетом получали истинные значения результирующей гидродинамических сил, действующих на крыло. Все тензобалки прошли статическую тарировку по нагрузке в диапазоне измеряемых сил. Статическая тарировка показала, что погрешность от влияния поперечных гидродинамических сил на тензоэлементы крестообразной тензобалки, измеряющие величину силы тяги плавникового движителя, не превышало 5 - 7%.

### §. 5.3. Экспериментальные результаты

Во время работы на измерительном стенде плавникового движителя с ЭМД исследуемое крыло (прямоугольной формы в плане) совершало угловые колебательные движения относительно рычага - качалки ЭМД, обусловленные гидродинамическим напором, возникающим при поперечных движениях крыла, и жесткостью пружин (рис. 5.2), служащих ограничителями поворота крыла. Максимальный угол поворота крыла (амплитуда угловых колебаний  $\beta_0$ ), зависел от величины частоты  $f$  колебаний рычага и крыла, а также от жесткости пружин - ограничителей.

Величина тяги  $F$ , создаваемая колеблющемся крылом в течение периода колебаний, дважды менялась от 0 до  $F_{max}$ . По осциллограммам интегрированием по площадям определялась величина средней за период колебаний величины силы тяги  $F_{cp}$ , развиваемой колеблющимся крылом.

Жесткость пружин - ограничителей в эксперименте менялась посредством изменения места точек крепления плоских пружин вдоль рычага -



качалки, а именно; положение 1 – мягкое, точка закрепления пружины максимально удалена от оси поворота крыла, 2 - среднее и 3 – жесткое, точка закрепления пружины максимально приближена к оси поворота крыла.

Зависимости величины средней за период колебаний тяги  $F_{cp}$ , создаваемой плавниковым движителем, от частоты колебаний приводного рычага ЭМД при разных значениях жесткости пружинных упоров показаны на рис. 5.8.

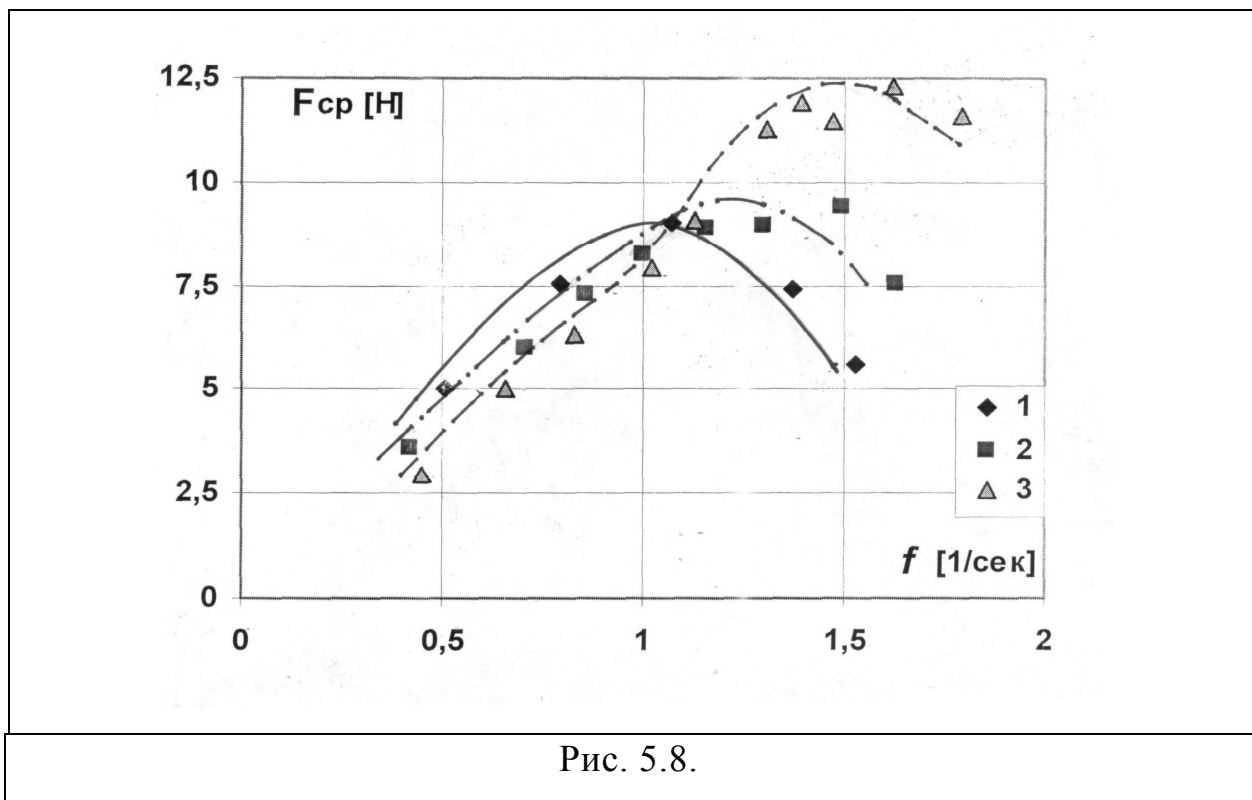


Рис. 5.8.

На рис. 5.8 показано влияние величины жесткости плоских пружин - ограничителей на величину средней за период колебаний тяги  $F_{cp}$  в зависимости от частоты  $f$  колебаний крыла (обозначения 1, 2 и 3 – см. в тексте).

Из графиков на рис. 5.8 хорошо видно, что величина жесткости пружин - ограничителей существенно влияет на пропульсивные характеристики плавникового движителя с колеблющимся крылом. При малых величинах частоты колебаний крыла ( $f < 1$ ), более податливые пружины - ограничители позволяют крылу сделать больший поворот относительно

рычага - качалки привода. При этом угол отклонения хорды крыла относительно продольной оси рычага - качалки будет максимальным в момент прохождения им нейтральной оси колебаний, а в момент максимального углового отклонения рычага хорда профиля крыла будет совпадать с продольной осью рычага, обеспечивая максимальную амплитуду линейных колебаний задней кромки крыла. Величина этой амплитуды, как известно [2], существенно влияет на создаваемую колеблющимся крылом силу тяги. В этом диапазоне величин частоты колебаний крыла ( $f < 1$ ), величины средней силы тяги  $F_{cp}$  плавникового движителя имеют линейную зависимость от частоты колебаний  $f$  и обратно пропорциональны величине жесткости пружин - ограничителей.

С увеличением частоты колебаний крыла ( $f < 1$ ) мягкое упругое закрепление крыла на рычаге ПД не может уже серьезно противостоять силе гидродинамического напора, действующей перпендикулярно нейтральной оси колебаний крыла. Эта вертикальная сила пропорциональна квадрату скорости поперечного движения крыла, а скорость эта зависит и от частоты и от амплитуды линейных колебаний крыла. Угол поворота крыла относительно рычага в районе нейтральной оси становится очень большим, а угол атаки весьма малым, что приводит к резкому снижению подъемной силы на крыле, вносящей основной вклад создание силы тяги ПД.

Более выгодным становится иметь более жесткие пружины-ограничители колебаний крыла (кривые 2 и 3 на рис.5.8). Пружины большей жесткости при больших частотах колебаний крыла не позволяют крылу увеличить угол поворота относительно рычага и сохраняют в области нейтральной оси колебаний крыла приемлемые величины угла атаки.

Следует также отметить, что такая же картина наблюдается и у дельфинов [3]. При разгоне, когда линейная скорость дельфина еще очень мала, хвостовая лопасть дельфина совершает колебания с большой

амплитудой линейных и угловых колебаний, тем самым обеспечивая необходимую величину угла атаки на хвостовой лопасти (крыле) и обеспечивая большую величину силы тяги, необходимой для создания ускорения тела дельфина. Когда же дельфин плывет с крейсерской скоростью, когда на первый план выходит оптимизация энергетических затрат, частота колебаний хвостового плавника значительно выше, а амплитуда линейных колебаний задней кромки хвостовой лопасти и угловых колебаний хвостовой лопасти относительно хвостового стебля дельфина существенно уменьшается. Здесь роль упругих регулируемых ограничителей поворота лопасти относительно хвостового стебля играют определенные мышцы, которые автоматически меняют свою упругость в зависимости от режима плавания дельфина.

Таким образом, если обеспечить переменную жесткость упругого закрепления лопасти плавникового движителя, можно оптимизировать работу ПД в зависимости от режима его работы. Конструкция такого устройства разработана авторами статьи [5].

### **Заключение**

Таким образом, если обеспечить переменную жесткость упругого закрепления лопасти плавникового движителя ПД, можно оптимизировать работу ПД в зависимости от режима его работы. Конструкция такого устройства разработана соавторами и получен патент Украины [8].

Подобный движитель может быть использован в качестве основного или дополнительного движителя двигательного - движительного комплекса для малогабаритных подводных и надводных аппаратов, а также как движитель, использующий энергию волнения моря [7].

## Литература к главе 5

1. Глушко В.Н., Каян В.П., Козлов Л.Ф. Гидродинамические характеристики прямоугольного колеблющегося крыла // Бионика.- 1984.- Вып.18.- С. 40–44.
2. Каян В.П., Глушко В.Н. Экспериментальное исследование гидродинамики жесткого колеблющегося крыла // Бионика.- 1992.- Вып.25.- С. 71–75.
3. Каян В.П. О гидродинамических характеристиках плавникового движителя дельфина //Бионика.- 1979.- Вып.13.- С. 9–15.
4. Козлов Л. Ф. Теоретическая биогидродинамика // К. «Вища школа». – 1983. – 238стр.
5. Афонин А.А., Каян В.П., Козлов Л.Ф., Мельничук Л.П. и др. Плавниковый движитель //А.С. СССР №977272, Бюллетень ГК СМ СССР по делам изобретений и открытий.– 1982.- №44. – С.
6. Каян В.П., Пятецкий В.Е, Биогидродинамическая установка замкнутого типа для исследования гидродинамики плавания морских животных // Бионика.- 1971.- Вып.5.- С. 121–125.
7. Глушко В.Н. Исследование влияния параметров морского волнения на величину тяги создаваемой волновым движителем в виде колеблющегося крыла с упругой заделкой. // Прикладна гідромеханіка.- т.11(83).- № 4.- 2009.- С. 47-53.
8. Патент України №81736 Плавцевий рушій / Глушко В.М.,Каян В.П. // 10.07.2013.- Бюл.№13.

## **Глава 6. Влияние параметров морского волнения на величину тяги, создаваемой волновым движителем в виде колеблющегося крыла с упругой заделкой.**

### **§. 6.1. Постановка задачи**

Известно, что судно в океанском или морском плавании значительную часть своей деятельности проводит в условиях большего или меньшего волнения, представляющего не что иное, как одну из форм механической энергии, запас которой практически неисчерпаем [1-7].

Основные закономерности образования и получения гидродинамических сил на колеблющемся крыле получены и осмыслены в рамках линейной теории [13,14]. Классические результаты относятся к случаю либо поступательных либо чисто вращательных колебаний. Наиболее интересны при использовании энергии морского волнения (ЭМВ) совместные вращательно - поступательные колебания крыла [8-12], которые в классических работах подробно не рассматривались. (см. главу 1).

Физически совершенно очевидно, что любые выступающие за обводы подводной части корпуса судна устройства увеличивают его гидродинамическое сопротивление как при движении на тихой воде, так и в условиях волнения. Это положение в полной мере относится и к крыльям, как подвижным во время работы, так и установленным жестко [15-22].

С другой стороны, на крыле, в том числе и установленном неподвижно, благодаря отклонению вектора набегающего потока от горизонтали при волнении и качке судна, и появлении на крыле угла атаки  $\alpha \neq 0$ , будет возникать подъемная сила (см. Рис.1.1).

На судах, которые в значительной степени подвержены килевой качке, более целесообразно было бы использовать не непосредственно кинетическую энергию орбитального движения воды, а энергию качки судна, т.е.

колебательного движения корпуса судна относительно уровня моря [4]. Однако, поскольку судно на волнении обычно подвержено качке, то крыло вместе с корпусом будет совершать некоторые вертикальные перемещения, что уменьшит величину действующей на крыло скорости  $V_0$ , и, следовательно, эффективность такого движителя. В этом случае заглубление крыла делается значительно большим таким, чтобы крыло работало в мало возмущенной среде.

Связанное с корпусом крыло получает дополнительную вертикальную скорость  $V_k$ , которая может быть существенно выше, чем соответствующая этому моменту времени орбитальная скорость частиц в воде  $V_0$  (рис. 1.1а). Если крыло имеет ось вращения, расположенную значительно ближе к носку профиля, чем центр давления, то под действием гидродинамических сил крыло будет стремиться занять флюгерное положение и отклонится от первоначального положения в сторону действия этих сил. Если ограничить поворот крыла некоторыми пружинными упорами (как на рис. 1.1б), то оно займет некоторое промежуточное положение между исходным и флюгерным под некоторым углом атаки к набегающему потоку  $W$ .

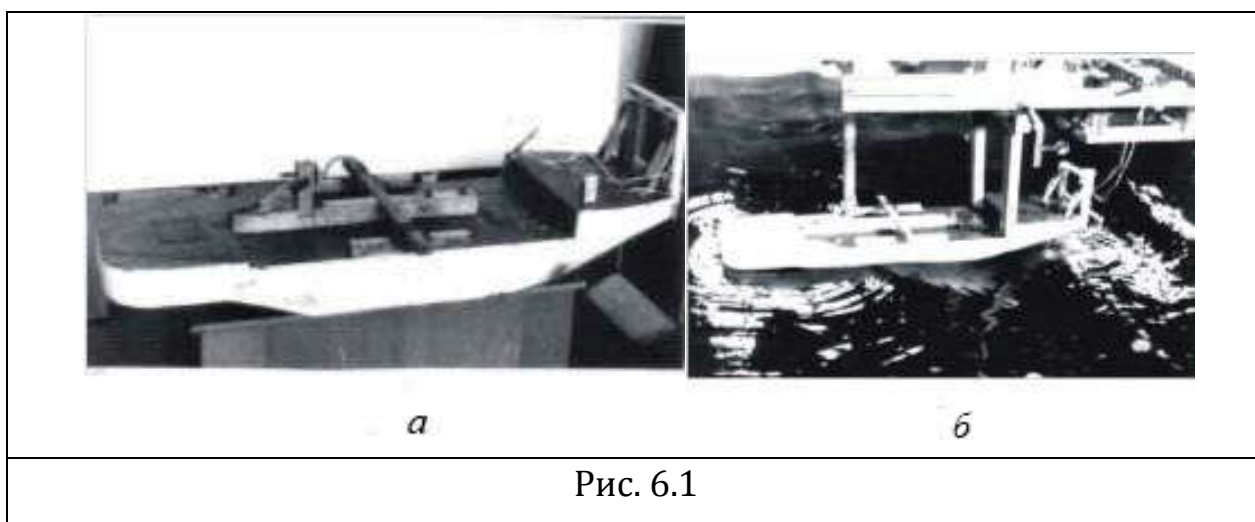
## **§. 6.2. Экспериментальная установка и методика исследований**

Экспериментальные исследования модели судна проекта 90140 с волновым движителем (ВД) проводились в опытовом бассейне ИГМ НАН Украины.

В программу исследований входило проведение испытаний модели с ВД на швартовых в условиях регулярного волнения. Фотографии дают представление о модели с ВД во время его монтажа (рис.6.2.а) и в бассейне на волнении (рис.6.2.б).

Рабочим органом ВД являлось колеблющееся крыло, которое имело возможность совершать вращательно - колебательные движения относительно

своей передней кромки, амплитуда этих колебаний обуславливалась величиной гидродинамического напора, возникающего при колебаниях крыла в волне, и жесткостью пружин, которые служили ограничителями поворота крыла. Частота колебаний  $f$  крыла относительно его передней кромки определялась длиной волны  $\lambda_0$ , а амплитуда угловых колебаний зависела от высоты волны  $h_0$  и величины жесткости пружин – ограничителей.



На рис. 6.1 показана модель с ВД во время монтажа (а) и на волнении (б) при проведении экспериментальных исследований

Основные параметры проекта 90140 приведены в таблице. 6.3

Главные размеры Названия элементов	Модель судна [м]
Длина наибольшая, $L_{нб}$	1,46
Длина между перпендикулярами, $L_{пп}$	1,40
Ширина наибольшая, $B_{нб}$	0,45
Высота борта на модели	0,15
Осадка средняя, $T_{ср}$	0,081

Ширина при $T_{cp}$	0,43
Водоизмещение при $T_{cp}$	0,0295
Смоченная поверхность, $S$	0,582
Площадь ватерлинии, $F$	0,487

Модель крепилась к стационарной раме и жестко закреплялась при помощи 4 тяг. В носовой части модели крепился ВД (рис. 6.1а). Регулярное волнение, т.е. длительная последовательность волн с заданными параметрами в условиях опытового бассейна, создавалось волнопродуктором в виде колеблющегося щита, расположенного вблизи торцовой стенки чаши бассейна. Период  $\tau$  и амплитуда  $\alpha$  колебаний щита определяли длину  $\lambda_g$  и высоту  $h_g$  создаваемых волн.

Необходимые параметры волны в опытовом бассейне задавались путем подбора величин амплитуд  $\alpha$  колебаний щита волнопродуктора при известном значении периода  $\tau$ . Высоты волн задавались  $h_g = 0,10\text{м}; 0,15\text{м}; 0,20\text{м}$ , длины  $\lambda_g$  от 2 до 5м, при этом частоты колебаний крыла в волне составляли  $f = 0,4 - 2,2\text{Гц}$ .

Параметры волны измерялись и регистрировались штатным прибором – волнографом, который располагался в средней части бассейна. По показаниям волнографа производился контроль и регулирование параметров волн в процессе "настройки" волнопродуктора.

У противоположной волнопродуктору торцовой стенки опытового бассейна располагался волногаситель в виде наклонной решетки, который ослаблял и гасил набегающие волны, предотвращая в значительной мере их отражение и последующее влияние на равномерность и однородность генерируемых волн.



В проведенных исследованиях применялось жесткое прямоугольное крыло с симметричным профилем НАСА - 0015 с хордой  $b = 0,12\text{ м}$ , длиной  $l = 0,36\text{ м}$ , изготовленное из дюралюминия Д16АТ пустотелым так, чтобы его вес равнялся весу вытесненной воды.

Крыло располагалось на две величины хорды профиля ниже конструктивной ватерлинии (КВЛ) модели судна, что считается оптимальным с точки зрения получения наибольшей тяги при движении судна на волнении [4].

Исследуемое крыло по передней кромке устанавливалось шарнирно на двух тягах и подкреплялось с каждой стороны крыла (попарно по краям) двумя, четырьмя или шестью плоскими пружинами, изготовленными из стали 65Г толщиной = 0,5мм и шириной = 7,5мм, которые служили ограничителями поворота крыла. Пружины - ограничители крепились жестко внизу к П – образной обтекаемой каплевидной раме около шарниров, на которых крепилось крыло (рис. 6.1а ).

Пружины были изготовлены в количестве 6 пар (12 штук) с тем, чтобы можно было менять их количество в упругой заделке по краям крыла, а значит и ее жесткость, т.е. регулировать величину момента сопротивления повороту крыла в зависимости от количества этих пружин.

Тяги через двухкомпонентную тензобалку и через П - образную ферму крепились к модели судна. Вертикальные тензоэлементы тензобалки измеряли продольную составляющую равнодействующей гидродинамических сил, действующих на колеблющееся в жидкости крыло (т.е. тягу), а горизонтальные тензоэлементы – поперечную составляющую той же равнодействующей. Для каждого цикла испытаний проводилась статическая тарировка тензобалки с записью на осциллографе, по данным которой строились тарировочные кривые.

С полученных экспериментальным путем осциллограмм интегрированием по площадям определялась средняя за период колебаний

горизонтальная составляющая  $F_{cp}$  равнодействующей всех сил, действующих на колеблющееся крыло ВД.

Таким образом сила  $F_{cp}$  являлась "чистой" силой тяги, которую создавал ВД, и которая может быть использована для преодоления силы сопротивления движущегося транспортного средства, на котором установлен такой движитель.

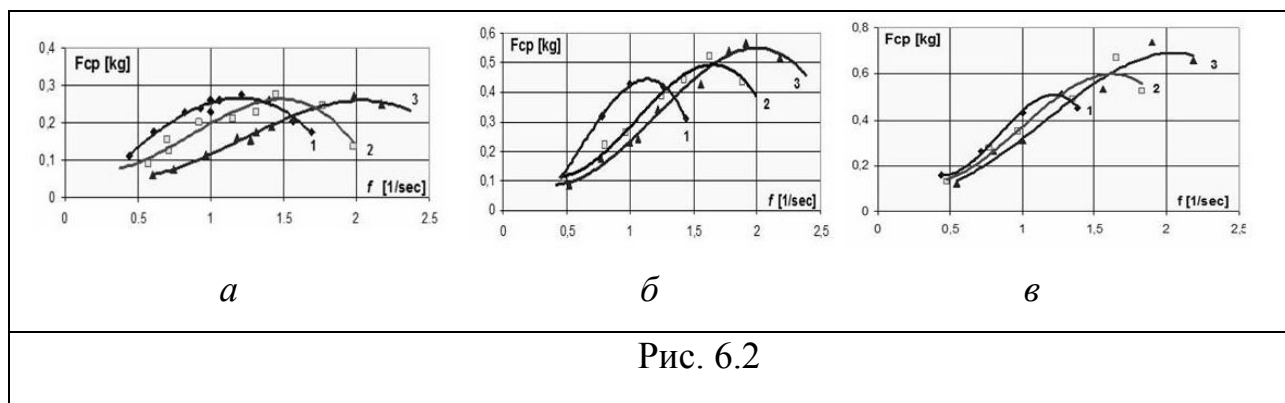
### §. 6.3. Результаты исследований.

Очевидно, что закон таких движений крыла определяется параметрами волны, т. е. ее высотой волны  $h_в$  и длиной  $\lambda_в$ , а также скоростью движения судна  $V_x$ , иными словами, частотой  $f$  встречи крыла со следующими друг за другом гребнями волн.

Путем подбора различных высот  $h_в$  и длин  $\lambda_в$  волн, задавалась частота  $f$  колебаний крыла в волне, а значит и тяга, создаваемая ВД, которая в свою очередь регулировалась жесткостью пружин - ограничителей.

Посредством изменения количества пружин – ограничителей менялась жесткость упоров у колеблющегося в воде крыла (на рис. 6.3 положение 1 – по 2 пружины по бокам крыла (4 шт.), положение 2 – по 4 пружины по бокам крыла (8шт) и положение 3 - 6 пружин по бокам крыла (12 шт.), мягкая, средняя и жесткая заделка соответственно).

Влияние жесткости упругой заделки крыла (т.е. плоских пружин – ограничителей) на величину средней тяги, создаваемой колеблющимся крылом, показано на рисунке 6.3, где высота волны  $h_в = 0,10\text{м}$  (а);  $0,15\text{м}$  (б);  $0,20\text{м}$  (в) соответственно. Длины  $\lambda_в$  волн задавались от 2 до 5 м.. Показаны результаты измерения гидродинамического упора (тяги)  $F_{cp}$ , создаваемого волновым движителем при малой 1, средней 2 и большей 3 жесткости пружин – ограничителей.



На рис. 6.2. показаны зависимости средней за период колебаний силы тяги ВД  $F_{cp}$  в зависимости от частоты  $f$  колебаний крыла в волне, где высоты волн  $h_g = 0,10\text{м}$  (а);  $0,15\text{м}$  (б);  $0,20\text{м}$  (в), при «мягкой» 1, «средней» 2 и «жесткой» 3 заделке пружин соответственно.

Из анализа зависимостей  $F_{cp}(f)$  следует, что величина жесткости пружин - ограничителей существенно влияет на пропульсивные характеристики волнового движителя. С увеличением частоты колебаний крыла  $f$  более податливые пружины - ограничители позволяют крылу сделать больший поворот относительно горизонтальной оси, находящейся на линии передней кромки крыла. При этом наклон хорды профиля крыла в момент прохождения им нейтральной оси увеличится, что приведёт к увеличению проекции равнодействующей гидродинамических сил на продольную ось (рис. 6.1б), т.е. увеличится сила тяги, создаваемой волновым движителем. Каждая из кривых  $F_{cp}(f)$  достигает максимума при определенной частоте колебаний  $f$ , величина которой в данном случае зависит от высоты волны  $h_g$ , длины (гребней) волны  $\lambda_g$ , а также жесткости ограничивающих пружин. При малых значениях частоты  $f < 1\Gamma_и$  значения силы тяги колеблющегося крыла линейно зависят от частоты колебаний  $f$  и обратно пропорциональны величине жесткости ограничивающих пружин. С увеличением частоты эта линейность нарушается и меняется зависимость величины  $F_{cp}$  от величины жесткости пружин с обратной на прямую. Это происходит от того, что сила гидродинамического напора, обуславливающая отклонение крыла в волне относительно горизонтальной оси,

при более высоких частотах колебаний не успевает отклонить крыло на оптимальный угол и угловая амплитуда колебаний крыла снижается [10].

Влияние величины высоты волны  $h_g$  на величину силы тяги  $F_{cp}$  ВД при одной и той же жесткости упругой заделки крыла показано на рис. 6.3, где четко прослеживается прямая зависимость величины силы тяги  $F_{cp}$  от величины  $h_g$  как для «мягкой» так и для «жесткой» упругой заделки колеблющегося крыла. Кроме того, оказалось, что каждой величине жесткости упругой заделки крыла соответствует своя определенная оптимальная частота колебаний  $f$  (а значит и длина волны  $\lambda_g$ ), которая не зависит от высоты волны  $h_g$ . При этой оптимальной (для данной жесткости упругой заделки крыла) длине волны высота волны  $h_g$  влияет только на величину создаваемой ВД силы тяги  $F_{cp}$ .

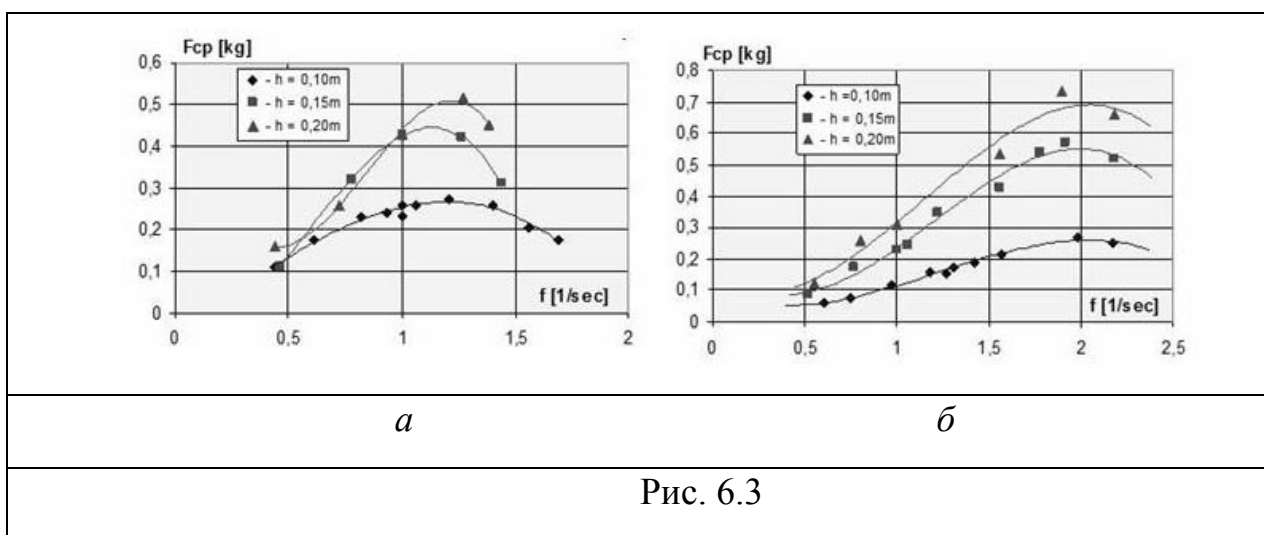


Рис. 6.3

На рис. 6.3. показаны зависимости средней за период колебаний силы тяги ВД  $F_{cp}$  в зависимости от высоты волны  $h_g$  и частоты  $f$  колебаний крыла в волне (а – мягкая заделка пружин - ограничителей; б – жесткая заделка)

В результате проведенных исследований получены обобщенные зависимости значений силы тяги  $F_{cp}$  от различных величин частоты колебаний крыла  $f$  и параметров волны  $h_g$  и  $\lambda_g$ , которые показывают путь повышения пропульсивных характеристик ВД.

Отсюда следует, что для каждого режима работы волнового движителя

можно задать такую жесткость упоров - ограничителей, при которой величина силы тяги  $F_{cp}$ , возникающая на колеблющемся крыле, будет максимальной.

Авторы отдают себе отчет в том, что на характер изменения кривых  $F_{cp}$  на графиках с увеличением частоты  $f$  оказывает влияние структура возмущения волны.

Коэффициент тяги  $K_T$  в данной работе не мог быть определен потому, что в условиях эксперимента не представлялось возможным определить угловую амплитуду колебаний крыла (т.е. и линейную амплитуду колебаний задней кромки крыла), что, в свою очередь, не позволило определить площадь рабочего сечения ВД.

### **Заключение**

Показано влияние величины жесткости упругой заделки колеблющегося крыла (рабочего органа ВД) на величину создаваемой им силы тяги. Представленные результаты показывают, что можно достаточно эффективно при некоторых режимах работы ВД использовать крыло с пассивной перекладкой, подбирая пружины - ограничители определенной жесткости, что позволит максимально упростить ВД и систему его управления.

В результате проведенных исследований получены зависимости максимальных значений тяги  $F_{cp}$  при различных частотах колебаний крыла  $f$ , (а значит и длин (гребней) волн  $\lambda_g$ ) и при разных высотах волн  $h_g$ , которые позволяют спрогнозировать такую жесткость упоров ограничителей, при которой величина силы тяги, возникающая на колеблющемся крыле, будет максимальной.

Для достижения более высоких пропульсивных характеристик ВД необходимо совершенствовать кинематику рабочего органа ВД в течении

периода колебаний, чтобы получать максимальную тягу движителя для конкретной скорости движения судна в зависимости от параметров волнения моря.

### **Литература к главе 6**

1. Росс Д. Энергия волн - Л.: Гидрометеиздат, 1981. - 111с.
2. Басин А.М. Качка судов - М.: Транспорт, 1969. 272с.
3. Шмырев А.Н., Мореншильд В.А., Ильина С.Г. Успокоители качки судов - Л.: Судпромгиз, 1961. - 516с.
4. Павленко Г.Е. Исследование энергии качки на волнении для движения судов // Сб. "Судостроение". - 1936. - №6.
5. Бородай И.К., Нецветаев Ю.А. Качка судов на морском волнении // - Л.: Судостроение, 1969. – 432с.
6. Федорко П.П. Исследование энергии волн для движения судна // ж. "Судостроение за рубежом". - 1985. - №7.
7. Сенькин Ю.Ф. Движет судно энергия волн // ж. "Катера и яхты". - 1987. — № 2.
8. Каян В.П. О гидродинамических характеристиках плавникового движителя дельфина // – Бионика, - 1970, вып.13, с. 9 - 15.
9. Глушко В.Н., Каян В.П., Козлов Л.Ф. Исследование гидродинамики колеблющегося крыла с жестким и пассивно деформируемым профилем // Математические методы механики жидкости и газа. – Днепропетровск : ДГУ, 1986. – С. 21 – 29.
10. Глушко В.Н., Каян В.П., Козлов Л.Ф. Влияние упругой заделки на гидродинамические характеристики колеблющегося крыла // Математические

методы механики жидкости и газа. – Днепропетровск : ДГУ, 1986. – С. 30 – 32.

11. Савченко Ю.Н. Некоторые особенности гидродинамики движителя типа «машущее крыло». – Бионика, 1971, вып. 5, с. 11 – 19.

12. Горелов Д.Н. Экспериментальное исследование тяги машущего крыла. – Бионика, 1980, вып. 134, с. 42 – 45.-

13. Довгий С.А., Каян В.П. К методике определения тяги, создаваемой колеблющимся крылом // - Бионика, 1981 вып..15, - с.55 - 59.

14. Алгазин В.А. Теоретическое исследование силы тяги колеблющегося крыла конечного размаха // Бионика. – 1983. - вып. 18. – С. 52 – 57.

15. Каян В.П. Экспериментальные исследования гидродинамического упора создаваемого колеблющимся крылом // – Бионика, - 1983, вып. 17, - с. 45 – 49.

16. Глушко В.Н., Каян В.П., Козлов Л.Ф. Гидродинамические характеристики прямоугольного колеблющегося крыла // – Бионика, - 1984, - вып.18, - с. 40 – 44.

17. Глушко В.Н. О гидродинамических характеристиках жесткого прямоугольного колеблющегося крыла // Гидромеханика. - 1987. - N56. - С.43-47.

18. В.П. Каян, Л.Ф. Козлов, В.Н. Глушко, А.А. Афонин, А.М. Бурденко // А.С. 1481721 СССР, МКИ В63Н 1/36 /Способ регулирования тяги судового машущего движителя //Открытия. Изобретения.-1989. - N 39.

19. В.Н. Глушко, В.П. Каян, Л.Ф. Козлов, В.А. Кочин // А.С. 1615056 СССР, МКИ В63Н 1/36 /Способ регулирования тяги судового машущего движителя // Открытия. Изобретения. - 1990. - N 47.

20. Глушко В.Н., Каян В.П. Экспериментальное исследование

гидродинамики жесткого колеблющегося крыла // – Бионика, - 1992, вып. 25, с.71 -75.

21. V.P. Kayan, V.N. Glushko. Research of Hydrodynamics of a Fin Propulsor // In book : “First International Industrial Conference - : «Bionic 2004» - Hanover, Germany : - 2004. – pp 179 - 184.

22. Глушко В.Н , Каян В.П. / Плавцевий рушій - Патент на корисну модель № 81736, 10.07.2013р.