

# ВІСНИК



ОДЕСЬКОГО  
НАЦІОНАЛЬНОГО  
МОРСЬКОГО  
УНІВЕРСИТЕТУ

22

Міністерство освіти і науки України



**ВІСНИК**

**ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

*Збірник наукових праць*

**ВИПУСК 22**

*Заснований у 1998 році*

**Одеса – 2007**

УДК 629.12.002(082)

ББК 39.42-011я43

В635

Вісник Одеського національного морського університету: Збірник наукових праць. – Випуск 22. – Одеса: ОНМУ, 2007. – 231 с. Українською, російською та англійською мовами.

Збірник містить роботи по актуальним проблемам теорії корабля, проектування, сучасних та перспективних типів суден та їх силового устаткування, морським шляхам і портам, питанням управління роботою морського транспорту у сучасних умовах.

Сборник содержит работы по актуальным проблемам теории корабля, проектирования современных и перспективных типов судов и их силовых установок, морским путям и портам, вопросам управления работой морского транспорта в современных условиях.

The issue holds the collection of works on up-dated problems of: theory of ships, designing of modern and forthcoming types of vessels, ship machinery, sea routes and seaport, actual problems of merchant marine maintenance under existing economical condition.

Редакційна колегія:

д-р техн. наук, проф. **Ю.Л. Воробйов** – відп. редактор,  
д-р техн. наук, проф. **Шумлянський І.Ф.** – заст. відп. редактора,  
д-р техн. наук, проф. **Ананьїна В.З.**, д-р техн. наук, проф. **Вассерман О.А.**,  
д-р техн. наук, проф. **Гришин В.О.**, д-р техн. наук, проф. **Дубровський М.П.**,  
д-р техн. наук, проф. **Євдокімов В.Д.**, д-р техн. наук, проф. **Івановський В.Г.**,  
д-р техн. наук, проф. **Клованич С.Ф.**, д-р техн. наук, проф. **Козляков В.В.**,  
д-р техн. наук, проф. **Козирев В.К.**, д-р екон. наук, проф. **Лапкіна І.О.**,  
д-р екон. наук, проф. **Махуренко Г.С.**, д-р екон. наук, проф. **Морозова І. В.**,  
д-р екон. наук, проф. **Постан М.Я.**, д-р техн. наук, проф. **Сизов В.Г.**,  
д-р екон. наук, проф. **Якушенко В.Г.**, д-р техн. наук, проф. **Яровенко В.О.**,  
**Силакова Г.І.** – відп. секретар.

Друкується за ухвалою Вченої ради  
Одеського національного морського університету  
від 29.06.2007 р. (протокол № 12)

© Одеський національний  
морський університет, 2007

УДК 519.872:624.137.4

В.А. Гришин  
А.В. Гришин

## ОДЕССКИЕ СКЛОНЫ И ОПОЛЗНИ

*Приведено описание склонов Одесского побережья, причин, порождающих на них оползни, и методов их расчета.*

**Ключевые слова:** склоны, оползни, море, подземные воды, абразия, расчеты.

*Море ожесточенно бросается в атаку и обрушивает мощные удары своих волн на укрепленные пункты суши. Оно вбирает в себя энергию далеких ветров и через тысячи миль океанских просторов перекачивает безобидные на вид волны – зыбь. Но вблизи берегов море сбрасывает маску спокойствия, и разъяренные буруны идут в последнее отчаянное наступление на сушу. Вода вскипает белой пеной у подножия крутых скал, и, проникая в расселины между ними, стремится разобить и подорвать силы противника. Когда скала разрушается, прибой подхватывает каменные обломки и перетирает их в песок, одновременно смывая и унося в море тот песок, который уже успел скопиться на пляже.*

*Виллард Баском «Волны и пляжи»*

Оползни для Одессы являются настоящим бедствием. В результате «отчаянной борьбы» одесситов с ними, которая длится уже около 200 лет, город безвозвратно потерял не только отдельные ценные участки земли, но и целые кварталы и улицы. Как показали исследования первого начальника Одесской оползневой станции (открыта в 1932 году) И.Я. Яцко, берег в районе Одессы за последние тысячелетия отступил под натиском моря на 5-6 км. Вот как описывает О.Г. Нудельман, наблюдавший оползень на Одесском склоне 4 июля 1898 г. «Зрелище было поистине удивительное, редкое и мрачно эффектное: громадные глыбы земли, тронувшись в своем основании, с невероятным грохотом, но вместе с тем с какой-то плавностью медленно поползли на низменный берег, отчасти попадая в море. Глыбы, отрываясь и оседая, ползли одна на другую, вызывая своим оседанием тысячи новых трещин, расползавшихся зигзагами в различных направлениях. На ровных местах вдруг образовались горы, рвы и котловины...

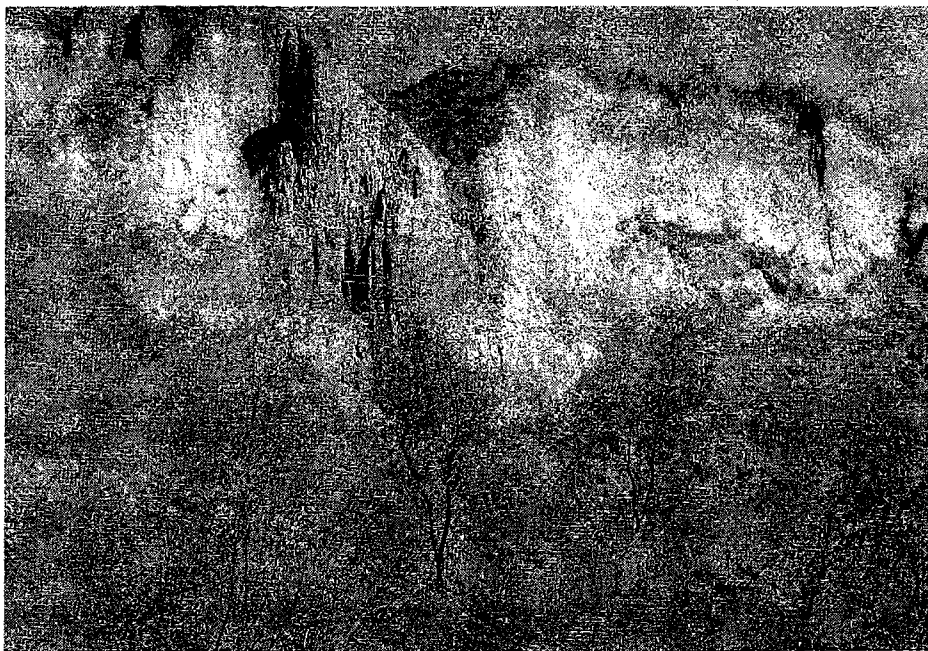
---

© Гришин В.А., Гришин А.В., 2007

Берег далеко ушел в море от своего прежнего места. В 12 часов ночи накануне катастрофы во многих местах появились новые трещины, причем прежние значительно расширились. Это обстоятельство было явным показателем поступательного движения почвы.

Почти с этого же времени явно можно было слышать какой-то неясный гул. То обсыпалась где-то земля. Береговые массы тронулись со своего места в 4 часа утра, а заметное движение началось в 6 часов. Обвалы на дачах продолжались весь день до позднего вечера, часов до 11. Свалившаяся земля продолжала медленно оседать, причем появились новые трещины. С верхней части вновь образовавшегося обрыва с шумом падают камни разрушенных строений, террас, сыплется глина и песок».

Такие зрелища повторялись на Одесских склонах много раз и до вышеописанного и после него. Например, в феврале 1953 г. произошел очередной грандиозный оползень, захвативший полосу берега длиной 2,4 км. Два значительных оползня были в 1963 году (14 октября и 14 декабря), каждый длиной более 1 км. Один из таких склонов показан на рис.1, на котором произошли оползни в 1964 и 1965 годах.



*Рис. 1. Одесские склоны*

Что же является причиной этих грозных явлений? Или это подземные воды, которые выходят на поверхность берега моря в виде родников, некоторые из них одесситы «не склонные что-нибудь преувеличивать» назвали фонтанами (Большой, Средний и Малый). Или это море, которое бывает очень ласковым в тихую погоду и очень

злобным во время штормов, как описано выше Виллардом Баском. Чтобы попытаться ответить на этот вопрос, вначале рассмотрим, что же представляют собой Одесские склоны.

Приведем для примера схему одного из таких склонов, который существовал в районе 13 станции Большого Фонтана до его перепланировки в процессе противооползневых мероприятий. Его расчетная схема показана на рис. 2. Он характерен и для других районов Одесского побережья, которое распространяется на 120 км. Следует, однако, подчеркнуть, что толщина слоев грунта и их наклоны меняются на таком большом протяжении склонов. Свойства грунтов также изменятся по толщине слоя. Например, на рис. 3 показано изменение слоя известняка по его высоте.

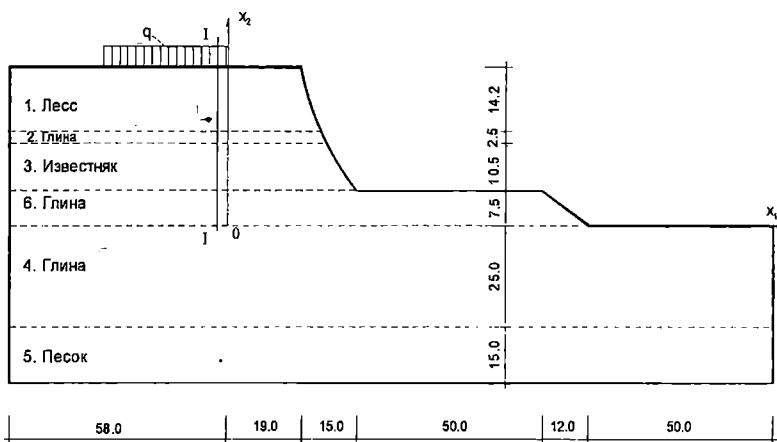


Рис. 2. Расчетная схема склона

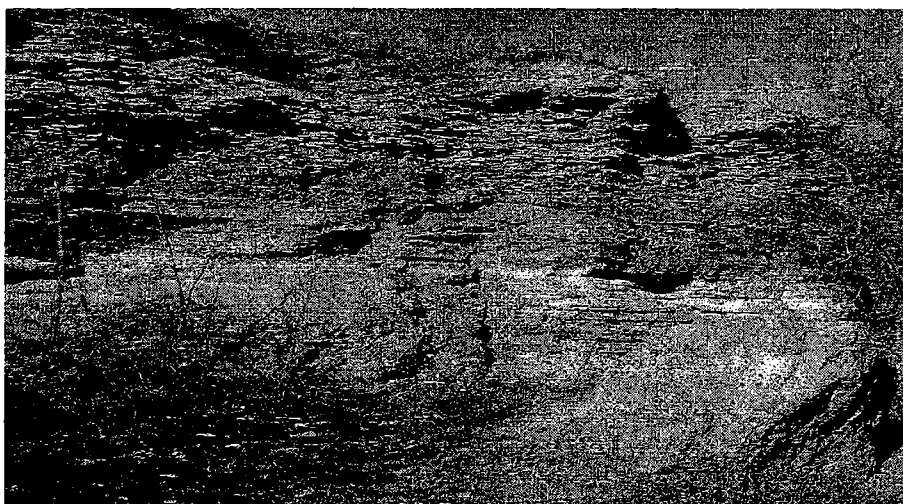


Рис. 3. Слои известняка в склоне

Основные осредненные механические характеристики грунтов склона по слоям приведены в таблице 1.

Таблица 1

Свойства Грунтов

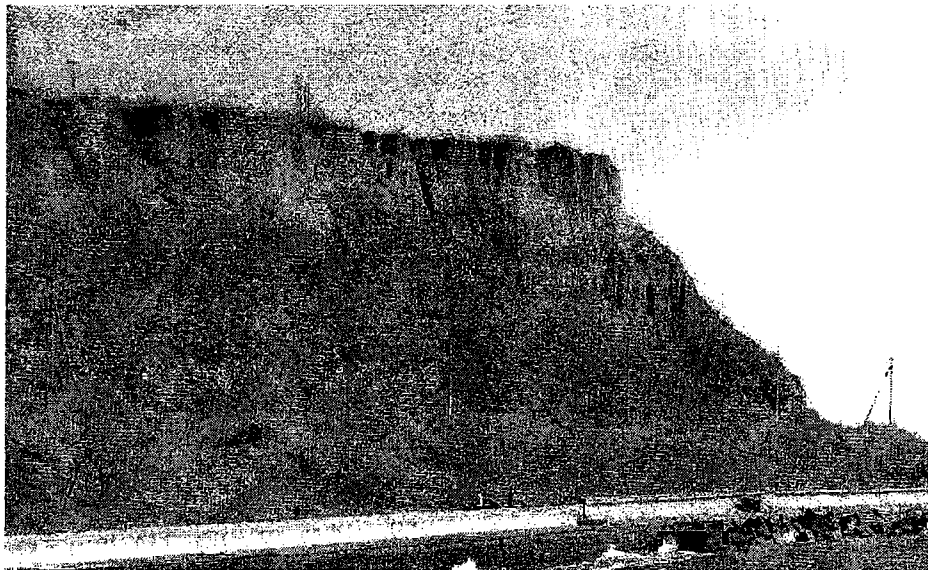
№	Грунт	Е МПа	$\mu$	$\rho$ кг/см <sup>3</sup>	c МПа	$\phi$ градусы
	Лесс	8,6	0,3	0,0016	0,023	24
	Глина	10,4	0,4	0,0016	0,024	15
	Известняк	9,0	0,2	0,0017	0,021	23
	Глина	16,0	0,4	0,002	0,02	18
	Глина	14,0	0,4	0,0016	0,01	14
	Песок	28,0	0,3	0,0016	0,005	26

Остановимся кратко на некоторых фактах истории исследования образования оползневых процессов, происходящих на Одесских склонах. Первое объяснение причин оползней было дано в 1830 году геологом Гаюи. Он определяет происхождение оползней действием грунтовых вод, текущих по слою мезотических глин (номер 4 на расчетной схеме). По его мнению, грунтовая вода по мере своего просачивания вымывает частицы глины. Вследствие этого образуются пустоты, которые со временем увеличиваются. Затем, зависая над пустотами масса известняка и лежащего на нем лесса, отрываются от материковой части грунта и оседают на размягченную действием воды глину. Вследствие удара осевшей массы происходит выдавливание глины по направлению к морю. По гипотезе Гаюи оседание породы грунта является первоначальным явлением, а выдавливание глины – последующим явлением. Это объяснение было принято многими геологами, в том числе и горным инженером Барбот-де-Марни, который специально изучал геологию Новороссийского края.

Непосредственные наблюдения за берегом показывали несогласованность объяснения Гаюи и происходящими в действительности фактами. Так, в большой статье Д.Ф. Жаринцова [1], опубликованной в 1886 году, дан анализ гипотезы Гаюи и предложена другая гипотеза возникновения оползней. Он писал, что «Основная причина береговых обваловъ заключается въ движёніи нижняго глинистаго пласта вслѣдствіе гидростатическаго давленія грунтовой воды въ трещинахъ глины и разрушенія ея наружнаго откоса моремъ, а не вслѣдствіе размытія поверхности глины теченіемъ грунтовой воды подъ подошвой известняка, какъ предполагали Гаюи и его послѣдователи». Далее идет описание различных форм обрушения Одесских береговых склонов.

Несостоятельность гипотезы Гаюи подтвердилась мероприятиями по сохранению каменной башни Одесского электрического маяка, распо-

ложенного на мысе Большой Фонтан, который находится между балками Большого Фонтана и Ковалевского, и выступает на 210 м от общей линии берега [1]. Современный вид мыса показан на рис. 4.



*Рис. 4. Мыс Большой Фонтан*

Маячная башня была расположена в 42 сажнях (89,6 м) от оконечности мыса. Основываясь на общепринятом в это время объяснении причин оползней, сделанном Гаюи, было решено в 1882 году устранить действие грунтовых вод, текущих по мэотической глине, путем прорытия через мыс туннеля. Его пол должен находиться на уровне глинистого пласта, а его высота должна составлять 26 футов (7,93 м). Он прорезал весь пласт известняка толщиной 30 футов. Для защиты мыса от волнения с его юго-западной стороны, где размывание от волн более существенно, было решено устроить береговую оградительную стенку длиной 53 сажени (113,1 м) из свай обшитых плитами с засыпкой пазух рваным камнем. К стенке должны были примыкать три свайных буны длиной по 8 сажень (17,1 м). Подробное описание геологии мыса дано в [1]. Работы были закончены весной 1884 года. Летом этого же года вблизи маяка произошли два новых оползня лессового грунта, опирающегося на известняки, в верхней части мыса. В результате обоих обвалов известковый пласт сохранил свое положение, а мэотические глины не участвовали в движении. От обвалившегося грунта была повреждена только оградительная стенка. Следовательно, глубоких оползней, которых опасались и от которых защищались, не произошло. Новые оползни не объяснялись гипотезой Гаюи. В статье, анализирующей эти оползни [1], обращалось уже внимание не только на грунтовые воды, но и на влияние морских волн, как основную причину образования оползней. Эту



же гипотезу поддерживал И.Ф.Синцов (1898 г.). Современное укрепление берега напротив мыса показано на рис. 5.

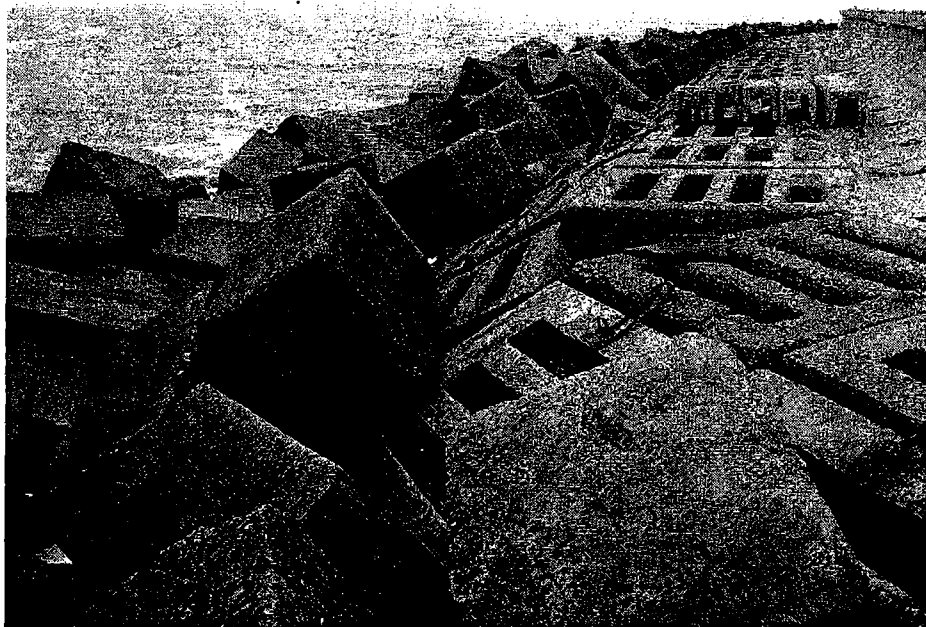


Рис. 5. Укрепление берега напротив мыса Большой Фонтан

В 1940 году под руководством А.М. Дранникова, после обширных исследований оползневых процессов, была разработана Генеральная схема противооползневых мероприятий Одесского побережья. В ней было выделено три возможных типа образования оползней:

1) *ступенчатые глубокие оползни*, захватывающие мезотические глины, с деформированием морского дна и образованием оползневой гряды;

2) *оползни – потоки*, проникающие до поверхности мезотических глин и оканчивающиеся над пляжем;

3) *оползни лессовых пород*, расположенных над слоем понтического известняка. Основную роль в образовании Одесских оползней А.М. Дранников считал абразионную деятельность моря и не отрицал существенной роли подземных вод. В основном этой же классификации придерживался и И.Я. Яцко.

14-18 июня 1958 года в Одессе было проведено научное совещание по изучению Одесских оползней [2]. Следует отметить, что и на этом совещании еще не была определена окончательная гипотеза о причинах возникновения оползней. Часть участников этого совещания

(А.А. Чужмир) считали основной причиной образования оползней грунтовые воды. Другая часть (Е.П. Емельянова, И.С. Рогозин) отвергали идею, что понтический водоносный горизонт является причиной оползней. Наконец третьи (С.В. Соколовский) полагали, что все-таки причиной является как морское волнение, так и грунтовые воды.

Определенный интерес представляет Сводный отчет Одесской инженерно-геологической станции за 1966-1970 годы, в котором подтверждалась гипотеза образования оползней в основном от размыва берега морским волнением. К таким же выводам пришел М.Н. Гольдштейн, под руководством которого проводились исследования Одесских оползней в 1965-1967 годах. Основной причиной нарушения устойчивости склонов считал абразионную деятельность моря и И.П. Зелинский, который подсчитал, что за 25-30 лет с одного погонного метра берега прибоем размывается  $175-210 \text{ м}^3$  грунта, а это увеличивает крутизну склона и снимает с его нижней части пригрузку в 400 т.

По одной из последних качественных гипотез (Ф.В. Котлов, П.Н. Науменко) во-первых, Одесское побережье разделяется на ряд амфитеатров, обусловленных оползневыми процессами, и во-вторых, сами оползни подразделяются на 4 типа [3]. Наиболее распространенными являются оползни четвертого типа, которые охватывают надводную и подводную части склона. Эти оползни характеризуются большой глубиной распространения (до 20 м ниже уровня моря), а их языки, расположенные в подводной части склона, непрерывно размываются прибоем. По этой гипотезе подтверждается, что основным фактором разрушения склонов является постоянный размыв прибоем их подводной и надводной частей, что исключает возможность самозатухания оползневых процессов. Трещины на плато и обвалы лессовых суглинков обрыва плато, накапливаясь, создают дополнительные сдвигающие усилия и вызывают резкую активизацию смещения крупных оползневых блоков и деформации мезотических глин. Такая катастрофическая подвижка обычно охватывает весь амфитеатр. Поверхность скольжения в верхней части склона почти вертикальная, в средней части она представляет поверхность вращения, а затем принимает горизонтальное положение, не поднимаясь в нижней части вверх. Поэтому гипотеза о перемещении оползня по круглоцилиндрической поверхности не соответствует действительности. Следовательно, развитие оползней определяется в основном следующими факторами: крутизной склона; силами трения по поверхности скольжения; скоростью размыва нижней части склона; количеством оползших суглинков с верхней части склона; изменением во времени прочностных и деформационных характеристик грунтов склона и грунтовыми водами.

Понтический известняк склона является водоносным слоем. О сравнительно малом влиянии этого водоносного горизонта на оползневой процесс указывали целый ряд исследователей Одесского побережья.

Например, Д. Ф. Жаринцев (1886), Е. Е. Китран (1929), Ф. Ф. Голынец (1930), И. С. Рогозин (1953), Е. П. Емельянова (1958) и другие. Установлено, что отсутствие понтического водоносного горизонта не может приостановить развитие оползневых смещений. Существуют реальные примеры крупных оползней на участках, где произведено дренирование склонов в виде галерей. Вывод подземных вод из одной из них показан на рис. 6. Слой известняка и примыкающие к нему красно-бурые глины и лесс в области наклонной поверхности откоса может находиться в упругопластическом состоянии, поэтому возможно под действием гидродинамического давления воды возникновение жидких потоков грунтовых масс по склону, что и наблюдается в реальных условиях для некоторых из них. Затем после вымыва лесса происходит обвал верхней кромки склона. Это можно ликвидировать путем уплотнения его верхней части. Некоторое количество грунтовых вод вызывает с одной стороны уменьшение сил сопротивления мезотических глин, а с другой – увеличение за счет водонасыщения веса оползневой террасы, улучшая тем самым устойчивость склона.



*Рис. 6. Вывод подземных вод из дренажной галереи*

В основном при изучении склонов и возникающих оползней выполнялись их качественные исследования. Количественные расчеты склонов производились по формулам проф. И.В. Яропольского [4] и проф. Н.Н. Маслова [5], которые являются весьма приближенными, и относятся к расчетам по первой группе предельных состояний (расчеты на устойчи-

вость и прочность). Динамика оползневых процессов, связанная с взаимодействием грунтовых массивов с инженерными сооружениями, расположенных на склонах или вблизи их, изучена слабо. Возникающие смещения основания, вызванные оползнеобразующими факторами, могут быть также недопустимыми для нормальных условий эксплуатации сооружений, т. е. для освоения склонов и прилегающих к ним территорий необходимо знать их деформации. Поэтому для предотвращения опасных последствий возникает необходимость расчета склонов по второй группе предельных состояний (деформационные расчеты) с учетом больших деформаций. Деформирование и устойчивость склонов должны рассматриваться как единый процесс, поэтому и методы расчета должны с единых позиций определять как напряженное, так и деформированное их состояние. Нелинейные модели грунтовых сред и методы их расчета по разработанному программному комплексу, предложенные в [6], позволяют реализовать такой подход. Выполненные расчеты склонов по этим методам дают возможность решать следующие вопросы. Во-первых, по определяемым в любых точках грунтовых массивов напряжениям и деформациям можно устанавливать положение ослабленных зон, а, следовательно, областей начального зарождения и отрыва по поверхностям разрушения части склонов. Во-вторых, можно также выявлять объемы грунта, вовлекаемые в движение. В-третьих – более точно планировать и разрабатывать мероприятия по их регулированию и укреплению, что позволит не допускать катастрофических последствий, связанных с разрушением склонов, уменьшить количество непригодных городских и сельскохозяйственных территорий, вызванных оползнями, и своевременно избегать других негативных явлений.

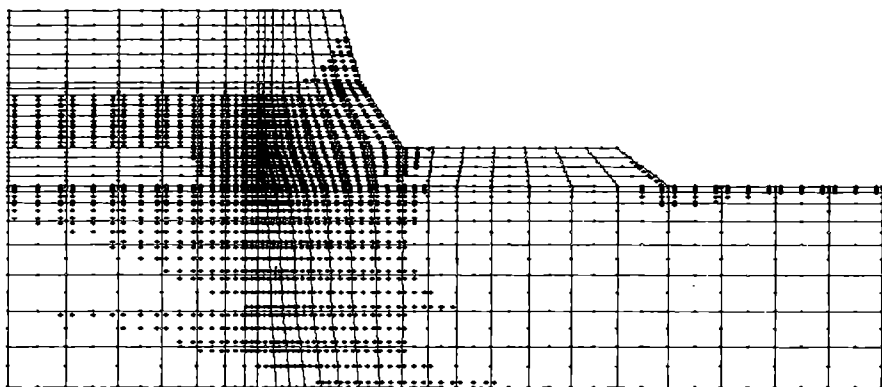
Исследуем напряженно-деформированное состояние склона, расчетная схема которого показана на рис. 2, когда в его грунтах процесс консолидации закончился, т.е. грунты могут быть описаны моделью сплошной квазиднофазной средой.

Пусть грунты склона находятся под действием только собственного веса, нагрузка  $q$  отсутствует. Определение напряжений и деформаций, возникших в грунтах от такого, казалось бы, простого воздействия, является на самом деле очень сложной, а если быть точным, то неразрешимой задачей. Неизвестно, когда и как произошло образование грунтового массива, какие процессы за это время происходили в нем, и какое дополнительное нагружение он испытывал, поскольку начальное напряженно-деформированное состояние грунтов склона зависит от истории его формирования. Поэтому принимаем гипотезу, что в массиве грунта отсутствуют начальные напряжения и деформации до определения их напряженно-деформированного состояния от действия собственного веса и в расчете учитываются только их деформационные и прочностные параметры, вычисленные по экспериментальным данным.

Принимается, что в качестве функции нагружения используется

условие Кулона-Мора и производится упругопластический расчет с применением предложенной в [6] модели, базирующейся на теории пластического течения с упрочнением.

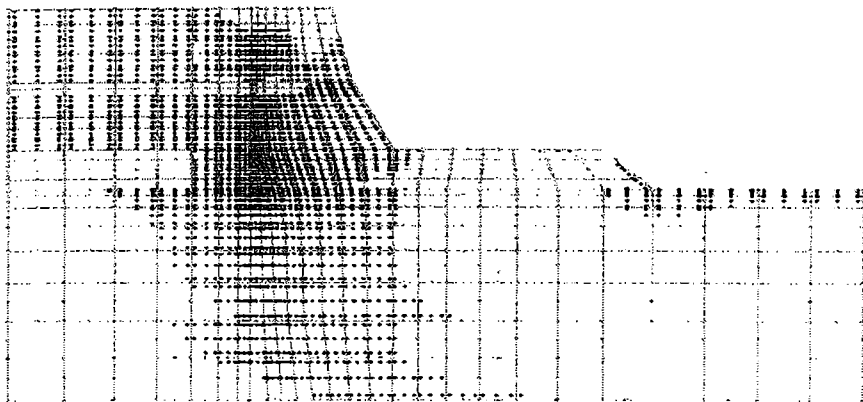
В результате расчета определены возникшие в грунтах пластические зоны, они показаны на рис. 7. Из схемы этого рисунка следует, что в упругопластическом состоянии находится отложение понтта, состоящее главным образом из известняка, представляющего собой трещиноватую среду, которая в некоторых его областях содержит каверны и карстовые полости, заполненные красно-бурой глиной, залегающей над его слоем. Ширина трещин изменяется от волосяных до 0,5 м. Часть мэотических глин и песка, расположенных под наклонным участком склона, также перешли в упругопластическое состояние. На основании приведенной схемы можно сделать заключение, что склон находится пока в устойчивом положении, так как нет пластических областей, границы которых с двух противоположных сторон выходили бы на его свободные поверхности.



*Рис. 7. Схема образования пластических зон склона от его собственного веса*

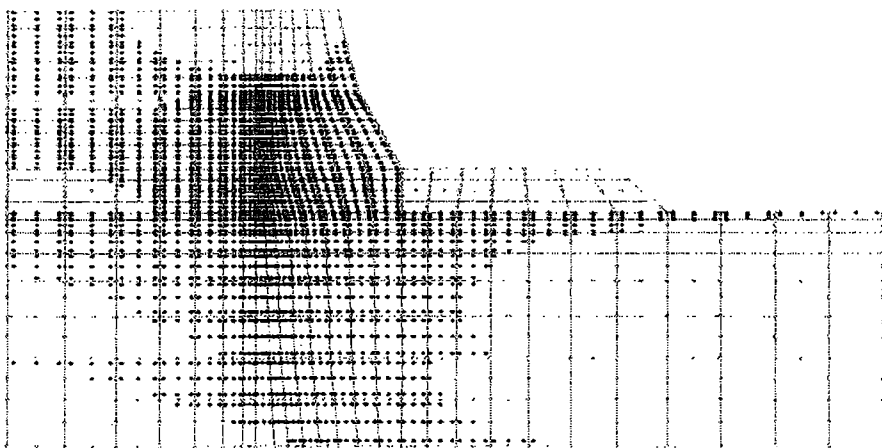
Пусть на расстоянии 19 м от верхней границы склона образовалась на всю толщину лессового слоя вертикальная трещина (закол). На рис. 8. показана схема пластических зон, которые возникли в грунтах склона от действия только собственного его веса и трещины.

Если сравнить схемы рисунков 7 и 8, то можно отметить следующее их различие. В склоне без трещины в лессовом слое пластические зоны возникают только в области, примыкающей к его боковой поверхности. Возникшая трещина существенно изменила в худшую сторону напряженно-деформированное состояние лессового слоя. По обе ее стороны образовались новые обширные пластические зоны. Определилось сползание правой отколовшейся лессовой части выше понтических известняков с запрокидыванием в сторону склона. Такое смещение часто наблюдается на склонах Одессы.



*Рис. 8. Схема пластических зон от собственного веса грунтов склона и образовавшейся трещины*

Основной причиной образования одесских оползней является отмыв морскими волнами присклоновой территории, которая является остатком предыдущего оползня. На это в свое время указывали А. М. Дранников, Е. П. Емельянова, И. Я. Яцко, Г. Н. Аксентьев и другие [2; 7; 8]. На рис. 9 показано развитие пластических зон в грунтах при уменьшении ширины оползневой террасы вследствие морской абразии. Отчетливо видно, что при таком образовании пластических зон неизбежно развитие глубокого оползня. При этом наблюдается поднятие морского дна в районе отмытого грунта и далее правее от него.



*Рис. 9. Схема пластических зон от смыва волнами части территории перед склоном*

После очередного оползневого смещения, когда язык оползня выдвигается в сторону моря на наибольшую величину, запас устойчивости склона является максимальным. Затем, с течением времени, происходит отмыв волноприбоем перемещенного грунта. В результате наступает такое состояние склона, когда его потеря устойчивости неизбежна, что и видно на рис. 9. Интенсивный размыв грунта вызван также тем, что происходит опускание побережья в среднем на 1,5 см в год. Такой процесс повторяется до нового оползня, он препятствует выработке устойчивого профиля. Следовательно, наиболее рациональным мероприятием для повышения устойчивости склона является увеличение оползне-вой террасы и ее пригрузка. Также необходимо отметить, что чем больше времени пройдет после очередного крупного оползня, тем больше ухудшаются условия устойчивости склона.

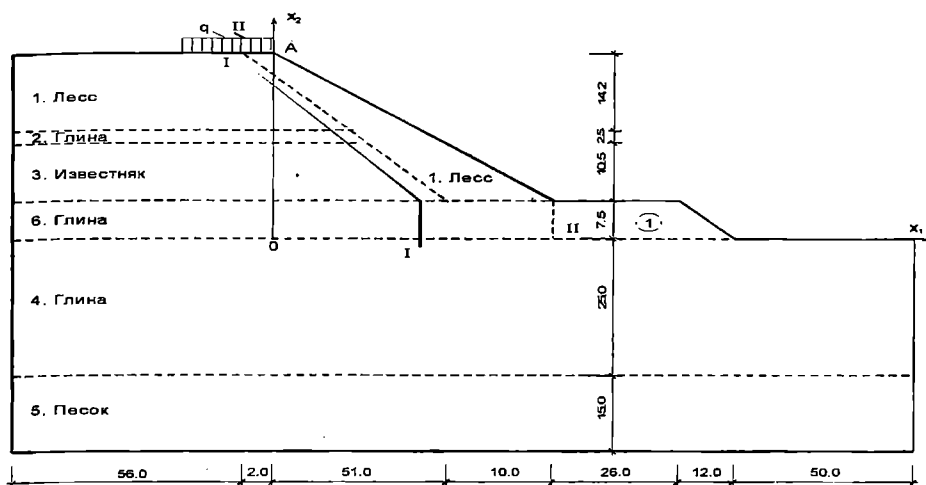
Были выполнены расчеты, когда на плато действует нагрузка  $q = 0,2$  МПа, (смотри рис. 2). Ее протяженность по верхней плоскости склона составляет 33 м. В результате в массиве грунта возникла обширная пластическая зона. Она выходит на границы верхней и боковой поверхностей склона, поэтому дальнейшее увеличение действующей нагрузки вызовет его обрушение. Необходимо отметить, что с ростом величины нагрузки  $q$  правая нижняя часть грунтового массива начинает подниматься, что и наблюдается в реальных условиях при оползневом процессе.

В процессе проведения второй очереди противооползневых работ для обеспечения склонам необходимого запаса устойчивости, рассматриваемый нами выше склон принял более уположенный профиль. Он показан на рис. 10.



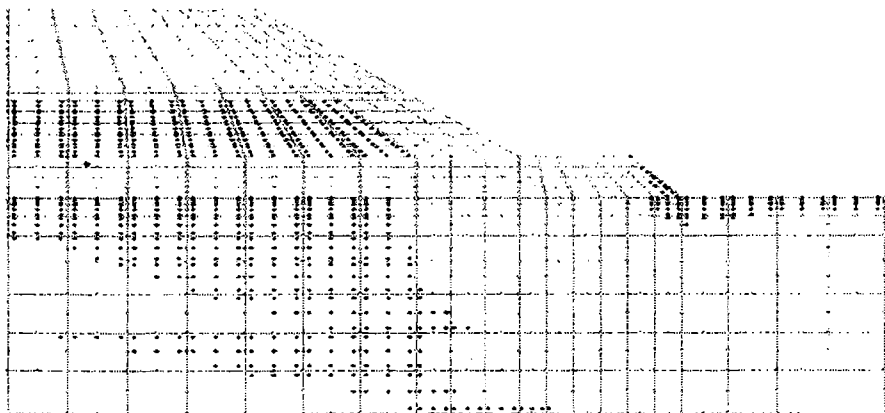
*Рис. 10. Уположенный склон*

Полученная новая расчетная схема уположенного склона приведена на рис. 11. Исследуем его напряженно-деформированное состояние.



*Рис. 11. Расчетная схема спланированного склона*

Пусть вначале новый склон находится под действием только своего собственного веса. От этого воздействия в упругопластическое состояние перешли известняк и часть мезотических глин, расположенных под склоном и в области окончания террасы. Схема образования пластических зон показана на рис. 12. Сравнивая эту схему со схемой рис. 7 видим, что уположение склона изменило его напряженное состояние в лучшую сторону.

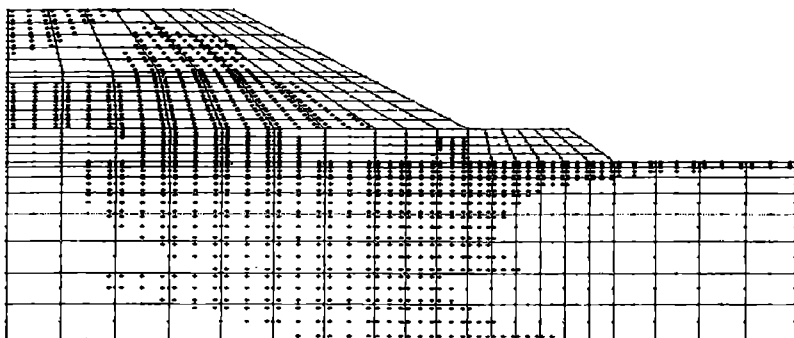


*Рис. 12. Схема образования пластических зон в уположенном склоне*

Если по каким-либо причинам необходимо выполнить подрезку склона путем снятия террасы, показанной под номером 1 на рис. 11, выполняющей роль его упора, то это может привести к серьезным последствиям. В этом случае произойдет перераспределение напряжений



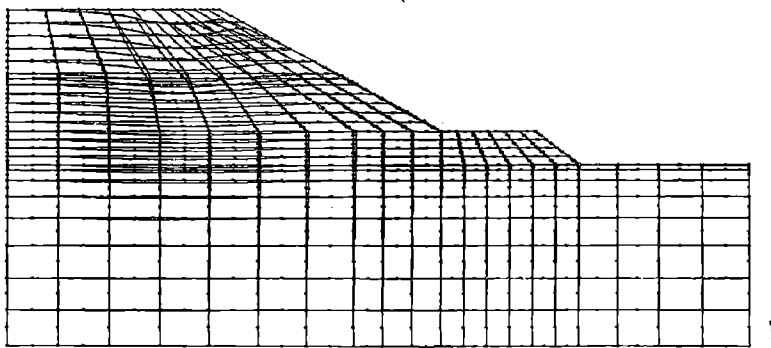
и деформаций грунтовой среды. На рис. 13 показано новое образование упругопластических зон в грунтовом массиве от снятия буферной террасы.



*Рис. 13. Схема образования пластических зон в уположенном склоне при подрезке террасы*

Это приводит к существенному перераспределению усилий, которые возникают в грунтах склона. Намечаются глубокие оползневые деформации, захватывающие лессы, известняки и мэотические глины. Поэтому, если произойдет увеличение действующей нагрузки или повысится влажность лессовых и глинистых грунтов путем случайно возникшей неисправности искусственной дренажной системы, то это приведет к аварийной ситуации склона. Если такая необходимость возникла для возведения сооружения, то надежнее его построить на террасе, что только улучшит устойчивость склона.

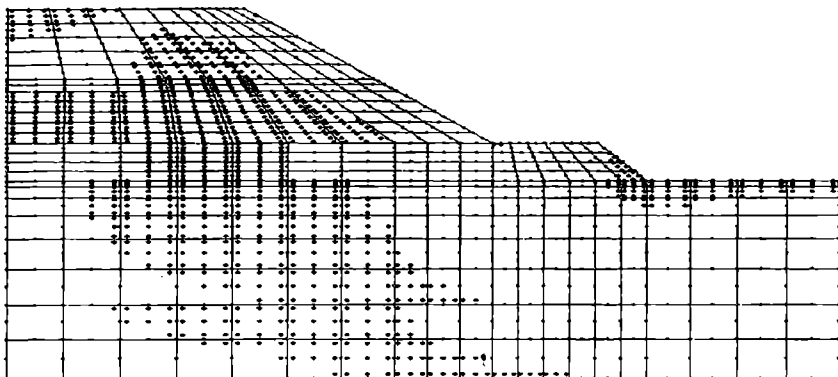
В настоящее время плато вблизи уположенного склона начинает застраиваться. Возникает вопрос, как это повлияет на его напряженно-деформированное состояние. Пусть, как показано на рис. 11, на плато действует равномерно распределенная нагрузка интенсивностью  $q = 0,1$  МПа. От действия этой нагрузки произойдет деформация склона, приведенная в увеличенном масштабе на схеме рис. 14.



*Рис. 14. Схема деформирования уположенного откоса от действия нагрузки  $q = 0,1$  МПа*

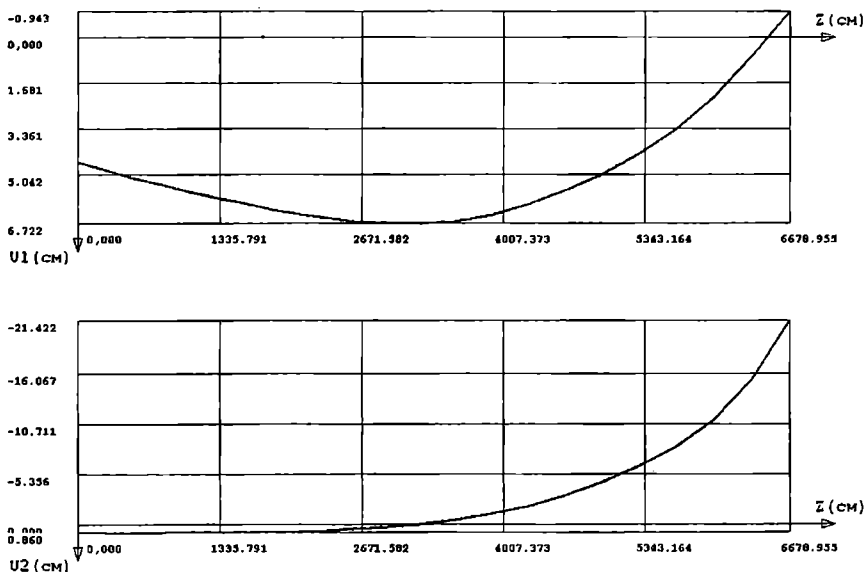
Расширяются зоны, в которых грунты перейдут в упругопластическое состояние. Они показаны на схеме рис. 15.

Сравнивая этот рисунок с рис. 13, можно отметить, что дополнительные пластические области распространяются на лессы, мэотические глины и пески. Основные вертикальные и горизонтальные перемещения в грунте наблюдаются под приложенной нагрузкой. Они с глубиной постепенно затухают.



*Рис. 15. Схема образования упругопластических зон в уположенном склоне от действия нагрузки  $q$  и собственного веса*

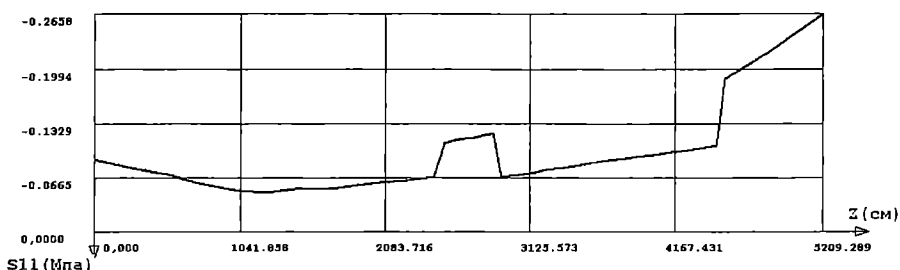
Перемещения наклонной грани склона показаны на рис. 16.



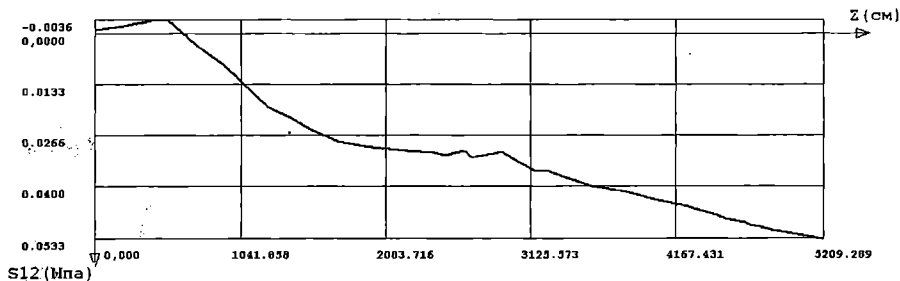
*Рис. 16. Горизонтальные  $u_1$  и вертикальные  $u_2$  перемещения уположенного склона по сечению I-I*

Так, горизонтальное перемещение точки А (рис. 11) составило -0,943 см, а ее вертикальное равно -21,422 см. Был выполнен вязкопластический расчет данного склона, который показал, что такие перемещения будут стабилизированы только через 10,23 года. Следовательно, построенные на склонах сооружения, с указанной нагрузкой на грунты и их неравномерной осадкой, будут без серьезного укрепления фундаментов подвержены трещинообразованию. Это и наблюдается в возведенных ранее сооружениях.

Эпюры нормальных  $\sigma_{11}$  и касательных  $\sigma_{12}$  напряжений по сечению I-I показаны соответственно на рис. 17 и рис. 18.



*Рис. 17. Эпюра нормальных напряжений  $\sigma_{11}$  по сечению I-I уположенного склона*



*Рис. 18. Эпюра касательных напряжений  $\sigma_{12}$  по сечению I-I уположенного склона*

Возможности комплекса программ не исчерпываются только решением статических задач, связанных с устойчивостью склонов. Можно также выполнять, например, решения динамических задач, вызванных сейсмичностью, а также от заданных мгновенных начальных смещений части грунта склона и от заданных начальных скоростей части грунта или сразу от обоих воздействий. Также можно вводить акселерограммы землетрясений и от них определять напряженно-деформированное состояние грунта склона.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. *Жаринцевъ Д. Ф. О причинахъ обваловъ обрывистого морского берега въ окрестностяхъ г. Одессы и мерахъ, которыя необходимо принять для предупрежденія обрушенія берега у Одесского маяка. – Санктпетербургъ, типографія Императорской академіи наукъ, 1886. – 40 с.*
2. *Труды Одесского государственного университета имени И.И. Мечникова. Год ХСVI. Т. 150. Серия геологическихъ и географическихъ наук. Вып. 7: Материалы по изученію Одесскихъ оползней. – Одесса, 1960. – 159 с.*
3. *Оползни Черноморского побережья Украины. – М.: Недра, 1977. – 103 с.*
4. *Яропольский И. В. Основания и фундаменты. – Л.: Водтрансиздат, 1954. – 455 с.*
5. *Маслов Н. Н. Механика грунтов в практике строительства. М.: Стройиздат, 1977. – 320 с.*
6. *Гришин В. А., Дорофеев В. С. Нелинейные модели конструкций, взаимодействующих с грунтовой средой. – Одесса: Внешрекламсервис, 2006. – 242 с.*
7. *Дранников А. М. Оползни: типы, причины образования, меры борьбы. – К.: Изд. Отдел Укргипросельстроя, 1956. – 102 с.*
8. *Емельянова Е. П. Основные закономерности оползневыхъ процессов. М.: Недра, 1972. – 310 с.*

Надійшла 26.02.07

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНЫХ РАЗМЕРЕНИЙ СУДОВ ОГРАНИЧЕННЫХ РАЙОНОВ ПЛАВАНИЯ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ПУТЕВЫХ УСЛОВИЙ

*Изложены основные путевые ограничения, определяющие длину, ширину, осадку, надводный габарит судов ограниченных районов плавания. Среди них размеры судоходного пути, габариты рабочих камер шлюзов, размеры и глубины портовых акваторий и причалов, размеры подходных каналов, габариты мостов и линий электропередачи, ограничения морских подходных каналов. Учет подобных ограничений иллюстрируются на примере выбора главных размерений судна «Азов макс» класса, предназначенного для работы в устьевых и морских мелководных портах Азовского бассейна, таких как Ростов-на-Дону, Азов, Ейск, Таганрог, Темрюк, Кавказ, а также Мариуполь и Бердянск.*

*Ключевые слова:* проектирование, суда ограниченных районов плавания, главные размерения, путевые условия, «Азов макс» класс.

Известно, что с позиций экономики и без учета возможностей грузовой базы (партионности) наиболее эффективным для транспортировки массовых грузов является судно максимально возможного дедвейта  $Dwt$ .

В идеале, судно должно иметь оптимальные с точки зрения науки о проектировании главные элементы: длину  $L$ , ширину  $B$ , высоту борта  $D$ , осадку  $d$ , дедвейт  $Dwt$ , объем грузовых пространств  $V_{гп}$ , скорость  $V_S$ . Однако в действительности назначению оптимальных соотношений и значений главных элементов препятствует наличие различного рода ограничений, как правило, габаритов и глубин портов и судоходных путей в проливах и каналах.

Результатом учета подобных ограничений и необходимости наиболее эффективно перевозить грузы является создание специальных классов морских судов, таких как «хендимаксы» (по ограничениям ряда японских портов), «лейкеры» (по ограничениям Великих Озер), «суэцмаксы», «панамаксы», «дюнкеркмаксы» (по ограничениям порта Дюнкерк, Франция), «камсармаксы» (по ограничениям порта Камсар, Экваториальная Гвинея), «ньюкастлмаксы» (по ограничениям порта Ньюкастл, Австралия) и др. Главные размерения судов таких классов отличаются от

оптимальных, так как решение задачи получения максимально возможного дедвейта  $Dwt$  приводит к неоптимальным с точки зрения отдельно рассматриваемых качеств судна значениям  $L$ ,  $B$ ,  $D$  и  $C_b$ , но к наилучшим с позиций экономики общепроектным решениям.

Еще более разительными являются отличия результатов для судов ограниченных районов плавания (СОРП), для которых в реальном проектировании [5-7] выбор  $L$ ,  $B$  и  $d$  полностью определяется путевыми условиями.

Однако, несмотря на эти очевидные соображения, в трудах по проектированию СОРП излагаются практически те же подходы, что и для морских судов. Так, в книге [3] изложена классическая «морская» методика определения главных размерений и элементов судов внутреннего плавания, исходя из уравнения весов, когда  $L$ ,  $B$ ,  $D$  являются функциями дедвейта  $Dwt$  и скорости  $V_S$  (при этом величина осадки  $d$  может задаваться как постоянное ограничение). В книге [16] предлагается определять главные элементы, исходя из оценки водоизмещения  $\Delta$  через коэффициенты утилизации и далее на основе совместного решения уравнений веса и мощности с последующим определением главных размерений и коэффициентов полноты.

Поэтому анализ ограничений, накладываемых условиями эксплуатации, представляет принципиальный интерес для выбора главных размерений СОРП и является целью настоящей статьи.

Исследование проводится на примере проектирования судов класса «Азов макс» – судов, согласно классификации [7], предназначенных для работы в устьевых и морских мелководных портах Азовского бассейна, таких как Ростов-на-Дону, Азов, Ейск, Таганрог, Темрюк, Кавказ, а также Мариуполь и Бердянск.

На выбор главных размерений СОРП влияют как путевые условия внутренних водных путей (ВВП), так условия морских портов и каналов.

В соответствии с ГОСТ 26775-97 [4] все внутренние водные пути в зависимости от их характеристик и использования транспортным и техническим флотом подразделяют на семь классов, указанных в табл. 1. Такая классификация позволяет, исходя из класса выбранного ВВП, оценить примерные размеры (габаритную длину  $L_M$ , габаритную ширину  $B_M$ , надводный габарит  $H_{нт}$ ) судов и барже-буксирных составов (ББС), для которых эти пути проектировались.

Однако такая классификация является весьма условной и ее использование в проектировании без привязки к фактическим путевым условиям невозможно. Например, согласно табл. 1 Волго-Донской судоходный канал (ВДСК) относится по глубине судового хода к ВВП первого класса, а по габаритным размерам судов – четвертого класса.

В этой таблице не приведены характеристики судов пассажирского и технического флота, ББС для перевозок крупногабаритного и другого спецоборудования и отмечается, что если по гарантированной и средненавигационной глубинам судового хода участок водного пути относится к разным классам, то его следует относить к более высокому из этих классов.

Таблица 1

*Основные характеристики водных путей  
и транспортного грузового флота*

N	Класс водного пути (участка)	Глубина судового хода на перспективу $d_{ВВП}$ , м		Расчетные ширина $B_M$ / длина $L_M$ состава, м		Расчетная надводная высота судна $H_{НГ}$ , м
		гарантированная	средненавигационная	судового	плотового	
1	сверхмагистральные	>3,2	>3,4	36/220 или 29/280	110/830 или 75/950	15,2
2		2,5... 3,2	2,9... 3,4	36/220	75/950	13,7
3	магистральные	1,9... 2,5	2,3... 2,9	21/180	75/680	12,8
4		1,5... 1,9	1,7... 2,3	16/160	50/590	10,4
5	местного значения	1,1... 1,5	1,3... 1,7	16/160	50/590	9,6
6		0,7... 1,1	0,9... 1,3	14/140	30/470	9,0
7		<0,7	0,6... 0,9	10/100	20/300	6,6

Согласно [9] фактическая обеспеченность гарантированных судовых глубин составляет в зависимости от категорийности ВВП от 80 до 99%, что также подчеркивает достаточно условный характер классификации ГОСТ 26775-97.

Итак, изложим требования к главным элементам, связанные с ограничениями портов, каналов и судоходных путей.

## 1. Требования к габаритной длине судна $L_M$

### 1.1. По габаритам шлюзов

Согласно правил пропуска судов [15], габаритная длина судна  $L_M \leq L_{ШК}$ , где  $L_{ШК}$  – полезная длина шлюзовой камеры.

Данные ВДСК указаны в табл. 2.

Таблица 2

Полезные длины шлюзовой камеры  $L_{ШК}$   
Волго-Донского судоходного канала и реки Дон

Шлюзы	Фактическая длина $L_{ШК}$ , м
№№ 1-15	145
Николаевский гидроузел	150
Константиновский гидроузел	150
Кочетовский гидроузел	145
Кочетовский гидроузел (вторая нитка [11])	150

**1.2. По минимальному радиусу закругления судового хода ВВП**

Габаритная длина судна по критерию безопасной управляемости судна на ВВП без снижения скорости должна удовлетворять условию  $L_M \leq K_1 R_{\min}$ , где  $R_{\min}$  – минимальный радиус закругления судового хода (см. фактические данные для нижней части реки Дон в табл. 3),  $K_1$  – коэффициент запаса в соответствии с табл. 4 из Правил плавания по внутренним водным путям [14].

Таблица 3

Минимальные радиусы закругления судового хода  $R_{\min}$  нижней части реки Дон (устье - порт Ростов-на-Дону) согласно [1]

Участок реки Дона, отстояние от Южного порта Москвы, км	Фактический радиус закругления судового хода $R_{\min}$ , м
Пережат Узьянский, 3175	970
Пережат Петровский, 3171,5	800
Колено Костино (рукав Каланча, дополнительный судовый ход)	350
Пережат Азовский, 3164-3165	690
Пережат Елизаветинский, 3161-3163	560
Остров Казачий, 3158	600
Пережат Колузаевский, 3149-3150	720

Для нижней части реки Дон определяющими являются характеристики судового хода на участке Костино колена (радиус закругления  $R_{\min} = 350$  м).

Однако указанные ограничения носят явно «осторожный» характер, так как достаточно типичные для ВДСК суда типа «Волго-Дон» с



традиционной двухвальной установкой и двумя рулями имеют  $L_M = 138,6$  м при  $R_{\min} = 300$  м (в районе Среднепоречного переката, 3025-3027,7 км р. Дон). Соответственно при  $R_{\min} = 350$  м может быть допущено  $L_M \leq 161,7$  м.

Таблица 4

*Коэффициенты запаса  $K_1$  для определения максимально допускаемой габаритной длины судна*

Наименование судна	Направление движения	
	вверх	вниз
Одиночные суда	0,40	0,33
Толкаемые составы	0,40	0,29
Суда и составы на ВВП США [8]	0,95	0,75

Уточненные расчеты управляемости по методике Российского Речного Регистра [17] подтверждают, что для исследуемых ограничений могут быть допущены суда, имеющие полноповоротные винто-рулевые колонки, которые оказывают положительное влияние на маневренные свойства судна, с  $L_M \leq 160$  м при условии снижения скорости хода при проходе Костина колена примерно до 12 км/час (60% от полного хода) и суда с  $L_M \approx 140-142$  м без снижения хода.

### **1.3. По длинам причалов портов**

С целью исключения перешвартовок при проведении грузовых операций габаритная длина судна согласно рекомендаций [9] не должна превышать длину причала с учетом запаса на передвижку судна и на навигационный запас, т.е. должна удовлетворять в общем виде условию  $L_M \leq L_{\text{ПР}} - \Delta L_1 - \Delta L_2$ , где  $L_{\text{ПР}}$  – длина причала, что требует изучения фактических данных по портам [1, 2, 14, 18];  $\Delta L_1$  – длина передвижки судна, причем при передвижных кранах  $\Delta L_1 = 0$ , при погрузке стационарными перегрузочными механизмами  $\Delta L_1 = 0,15 \cdot L_M$ ,  $\Delta L_2 = 0 \dots 0,30 \cdot L_M$  – запас на предотвращение навигационных аварий.

Для причалов, где используются передвижные краны, условие имеет вид  $L_M \leq (0,77 \dots 1,00) \cdot L_{\text{ПР}}$ .

Для причалов со стационарными грузовыми механизмами условие по длинам причалов имеет вид  $L_M \leq (0,62 \dots 0,85) \cdot L_{\text{ПР}}$ .

В частности, анализ условий порта Таганрог позволяет сделать

вывод, что длины отдельных причалов ОАО «Таганрогский морской торговый порт» находятся в диапазоне от 157 до 306 м, основной причал ОАО «Приазовье» имеет  $L_{\text{ПР}} = 170$  м, ОАО «Таганрогский судоремонтный завод» имеет три причала общей длиной 420 м.

Длины причальных стенок в порту Темрюк различны. ОАО «Морской порт» имеет причал с  $L_{\text{ПР}} = 240$  м, ООО «Темрюкское управление морского транспорта» –  $L_{\text{ПР}} = 300$  м, ЗАО «Темрюк – Сотра» –  $L_{\text{ПР}} = 248$  м, в строительстве находятся причалы с  $L_{\text{ПР}} = 420$  м ЗАО «Темрюк – Сотра», ЗАО «МОЛ-М» и ОАО «РЖД»

Длина причала ЗАО «Кавказ – Южный район» составляет 150 м, действующие причалы других компаний имеют длины 120-135 м. В целом, за исключением порта Кавказ, для исследуемого региона  $L_{\text{ПР}} = 140 \dots 350$  м.

### 1.4. По характеристикам морских каналов

Для обеспечения безопасного проходов судов морскими каналами администрациями каналов вводятся специальные ограничения в виде  $L_{\text{М}} \leq L_{\text{КМ}}$ , где  $L_{\text{КМ}}$  – максимально допускаемая длина судна для совершения прохода в тех или иных условиях (круглосуточно или без лоцмана и т.п.).

Согласно [21] для Керчь – Еникальского канала установлены ограничения по критерию круглосуточного прохода с лоцманом  $L_{\text{КМ}} = 160$  м, по безлоцманскому проходу –  $L_{\text{КМ}} = 120$  м.

При этом проход судов в Азовское море осуществляется в светлое время суток судам длиной до 215 м и осадкой до 8 м, в любое время – длиной до 160 м и осадкой до 6 м. Для судов длиной более 120 м и с осадкой более 4,5 м требуется лоцманская проводка.

### 1.5. По габаритам акватории речных внерусловых портов

При необходимости расположить причалы вне русла реки строятся внерусловые порты в естественных или искусственно созданных бассейнах, например, Ростовский ковш, Александровский ковш, ковш Аксайской РЭБ и т.п.

При выборе ширины акватории (бассейна)  $B_{\text{БАС}}$  внеруслового порта согласно рекомендаций [9] должно выполняться условие  $B_{\text{БАС}} \geq 1,5 \cdot L_{\text{М}} + k_{\text{ПР}} \cdot B_{\text{М}}$ , где  $k_{\text{ПР}}$  – коэффициент расположения причалов, при нахождении причалов с одной стороны акватории  $k_{\text{ПР}} = 0$ , с двух сторон –  $k_{\text{ПР}} = 2$ ;  $B_{\text{М}}$  – габаритная ширина судна.

Отсюда габаритная длина судна должна соответствовать условию  $L_M \leq 0,67 \cdot (B_{\text{БАС}} - k_{\text{ПР}} \cdot B_M)$ . Для односторонней акватории ограниченные приобретает вид  $L_M \leq 0,67 \cdot B_{\text{БАС}}$ , для двухстороннего внерусового порта при ожидаемом соотношении  $L_M / B_M \approx 142/18 = 7,9$  – условие трансформируется к виду  $L_M \leq 0,57 \cdot B_{\text{БАС}}$ .

### *1.6. По размерам подходов к судоходным шлюзам*

В связи со стесненными условиями вход и выход судов в камеру шлюза должен осуществляться в движении по прямой линии. При этом рекомендуется, чтобы прямолинейный участок подхода к шлюзу имел такую протяженность  $L_{\text{ПШ}}$ , которая позволила бы обеспечить расхождение судов и отстой судов, ожидающих шлюзование.

Анализ рекомендаций [9] позволил получить ограничение по габаритной длине судна в виде  $L_M \leq 0,26 \cdot L_{\text{ПШ}}$ , которое позволяет выполнить все требования по безопасному несимметричному подходу расчетного судна к шлюзу при радиусе поворота судна  $R_{\text{min}} \leq 3L_M$  и ожидаемом соотношении  $L_M / B_M = 7,9$ .

### *1.7. По основным элементам морских портов*

Согласно [10] для устранения опасности выброса судна на огражденные сооружения ширина входных ворот порта (проекция расстояния между головами огражденных сооружений на нормаль к оси входа в порт)  $B_{\text{ВХ}}$  должна удовлетворять условию  $B_{\text{ВХ}} \geq 0,8L_M$ , что равносильно ограничению  $L_M \leq 1,25B_{\text{ВХ}}$ .

Считается, что происходит полное гашение инерции судна при входе в порт при выполнении условия  $L_M \leq 0,29L_{\text{ВХ}}$ , где  $L_{\text{ВХ}}$  – длина прямолинейного участка портовой акватории по направлению оси входа, считая от ворот порта.

Разворот судна собственными средствами на необходимый угол по дуге циркуляции требует наличия разворотного круга, отвечающего условию  $L_M \leq 0,29D_{\text{ВХ}}$ , где  $D_{\text{ВХ}}$  – диаметр разворотного круга. При использовании буксиров допускается  $L_M \leq 0,50D_{\text{ВХ}}$ . Аналогичные решения были приняты при проектировании порта Роттердам [13].

Согласно [10] для безопасных швартовных операций у причалов, акватория которых допускает разворот судна, при ожидаемом соотношении  $L_M / B_M = 7,9$  должно выполняться условие  $L_M \leq 0,61B_{\text{БАС}}$ , где  $B_{\text{БАС}}$  – ширина бассейна (акватории между пирсами).

## 2. Габаритная ширина судна $B_M$

### 2.1. По габаритам судового хода

Ширина судна должна позволять в рамках фактической ширины судового хода  $B_{СХ}$  обеспечивать безопасные условия плавания с учетом воздействия ветра, волнения, установленного порядка движения. Используя рекомендации работы [9], значение габаритной ширины судна может быть определено по условию  $B_M \leq k_2 \cdot B_{СХ}$ , где  $k_2$  – коэффициент, учитывающий условия плавания. Для одностороннего движения  $k_2 = 0,67$ , для двухстороннего движения без учета рыскания судов  $k_2 = 0,38$ , для двухстороннего движения с учетом максимального рыскания судов на угол до 2 градусов  $k_2 = 0,35$ . Данные рекомендации могут быть ужесточены для скальных откосов и подводных прорезей, которых судоводители не видят.

Судовой ход на участке порт Азов – Кочетовский гидроузел (нешлюзованный участок Волго-Донского судоходного пути – ВДСК) имеет гарантированную ширину  $B_{СХ} = 60$  м, глубину не менее 4,0 м. Ширина русла реки Дон находится в пределах от 120 м до 1000 м.

Порт Ростов-на-Дону находится в 48 км вверх по течению от гирла Песчаное. Глубины на реке Дон в районе порта варьируются от 3 до 18 м, ширина реки – от 180 м до 1000 м. Проход в порт из Таганрогского залива Азовского моря осуществляется по Азово-Донскому морскому каналу и Ростовскому подходному каналу, причем Азово-Донской морской канал в 2002 году был углублен до 4,50 м. Уровень воды в реке зависит от времени года и может меняться в зависимости от таяния снегов в бассейне реки и от направления ветра.

Порт Азов находится на расстоянии около 17 км от устья реки Дон. Глубины реки в районе порта Азов – от 3 до 18 м, ширина реки – от 180 м до 1000 м. В Азовском порту обеспечена круглогодичная навигация. В зимнее время проводка судов осуществляется линейным ледоколом. Гарантированные габариты судового хода на участке реки Дон от приемного буга Азово-Донского морского канала до порта Азов по данным на 2003 года: ширина – 70 м, длина – 400 м, глубина 4,5 м.

Порт Ейск расположен в юго-восточной части Таганрогского залива, близ устья реки Ея. Проведение дноуглубительных работ в порту позволило довести гарантированные глубины до 4,7 м, ширина подходного канала составляет  $B_{СХ} = 80$  м.

**2.2. По габаритам шлюзов**

Согласно правил пропуска судов [15], габаритная ширина судна

должна отвечать условию

$$B_M \leq B_{\text{ШК}} - \Delta B_1,$$

где  $B_{\text{ШК}}$  – фактическая ширина шлюзовой камеры;

$\Delta B_1$  – запас по ширине, в шлюзах шириной до 10 м составляет 0,4 м, до 18 м – 0,8 м, свыше 18 м – 1,0 м. Для шлюзов Северо-Двинской шлюзованной системы и в Кочетовском шлюзе ВДСК  $\Delta B_1 = 0,6$  м. При наличии наледей на стенах камеры в шлюзах любой ширины шлюзование судов допускается при суммарном запасе по ширине не менее  $\Delta B_1 = 0,4$  м от краев наледи. Примеры для ВДСК указаны в табл. 5.

Таблица 5

*Полезная ширина шлюзовой камеры  $B_{\text{ШК}}$   
Волго-Донского судоходного канала*

Шлюзы	Фактическая ширина $B_{\text{ШК}}$ , м
№№ 1- 15	17,8-18,0
Николаевский гидроузел	18,0
Константиновский гидроузел	18,0
Кочетовский гидроузел	17,04
Кочетовский гидроузел (вторая нитка, [11])	18,0

**2.3. По проходу под мостами**

По проходу по мостами габаритная ширина судна

$$B_M \leq B_{\text{МС}} - \Delta B_2,$$

где  $B_{\text{МС}}$  – фактическая ширина подмостовых габаритов (минимальная согласно ГОСТ 26775-97 [4] указана в табл. 6);

$\Delta B_2$  – запас по ширине, принимаемый для мостов на водных путях классов 1-4 равным 24 м.

Фактическая ширина судоходной полосы в пролете автодорожного и железнодорожного мостов на 3142,4 километре реки Дон составляет 125 м, а автодорожного моста на 3135,1 километре реки Дон – 110 м.

*Минимальная ширина подмостовых габаритов  
судоходных пролетов мостов*

Класс водного пути (участка)	Ширина подмостового габарита, не менее $B_{MC}$ , м, для пролета	
	неразводного	разводного
1	140	60
2	140	60
3	120	50
4	120	40
5	100/60	30
6	60/40	-
7	40/30	-

**2.4. По габаритам акватории речных русловых портов**

Большинство причалов р. Дон расположены непосредственно в русле и рукавах, вдоль берега.

Для таких портов должно выполняться условие по достаточности ширины акватории (ширины реки)  $B_{БАС}$  для стоянки у причалов двух рядов судов шириной  $B_M$  и безопасного расхождения двух встречных судов также шириной  $B_M$ . Согласно рекомендаций [8] ограничение имеет вид  $B_{БАС} \geq 6 \cdot B_M$ .

Соответственно, значение габаритной ширины судна может быть определено по условию  $B_M \leq 0,17 \cdot B_{БАС}$ .

**2.5. По основным элементам морских портов**

Согласно [10] для безопасных швартовных операций у причалов, акватория которых не допускает разворот судна, должно выполняться условие  $B_M \leq 0,50(B_{БАС} - 60)$ , где  $B_{БАС}$  – ширина бассейна (акватории между пирсами). При этом принято, что сумма длины наибольшего буксира и длины буксирного троса составляет примерно 60 м.

**2.6. По подходным каналам морских портов**

Согласно [10] ширина канала по дну на отметке навигационной глубины при одностороннем движении  $B_{СХ} = k_3 \cdot B_M + 2C + \Delta B_3$ , где  $k_3 \cdot B_M$  – ширина маневровой полосы для расчетного судна,  $k_3$  – коэффициент, учитывающий влияние на движение судна ветра и течения, а также парусность судна и его скорость,  $C = 0,5 \cdot B_M$  – навигационный запас ширины канала, учитывающий гидродинамическое взаимодействие

судна с бровкой канала,  $\Delta B_3$  – запас ширины канала на заносимость. Отсюда ширина судна должна удовлетворять ограничению

$$B_M \leq (B_{СХ} - \Delta B_3) / (k_3 + 1).$$

Например, для мурманского рукава порта Архангельск  $B_M \approx 0,16 \cdot B_{СХ}$ .

Для порта Роттердам согласно данным [13] действует оценка в виде  $B_M \approx 0,20 \dots 0,33 \cdot B_{СХ}$ .

### 3. Осадка судна $d$

#### 3.1. По правилам плавания на ВВП

Согласно действующих правил плавания [14] осадка судна

$$d \leq d_{ВВП} - \Delta d_1,$$

где  $d_{ВВП}$  – глубина судового хода;

$\Delta d_1$  – запас по глубине, который зависит от значения  $d_{ВВП}$  и типа грунта.

$\Delta d_1$  показывает разницу между глубиной на конкретном участке и наибольшей осадкой судна на стоянке и назначается согласно табл. 7.

Требуется, чтобы при прохождении лимитирующих по глубине участков судоводители учитывали явления просадки и принимали меры для ее уменьшения путем снижения скорости судна или путем уменьшения загрузки. Кроме того, при плавании в бассейнах разрядов «М» и «О» суда должны иметь дополнительный запас воды под днищем не менее 1/3 высоты волны согласно прогнозу. При проектировании такие факторы не учитываются, так как подобные динамические эффекты увеличения осадки должны быть учтены при эксплуатации.

*Таблица 7*

*Минимальные запасы  $\Delta d_1$  по глубине на водных путях  
(минимальные запасы воды под днищем)*

Глубина судового хода $d_{ВВП}$ , м	Для судов (составов)		Для плотов независимо от характера грунта, м
	при песчаном и галечном грунте, м	при каменистом грунте, м	
до 1,50	0,10	0,15	0,20
1,51-3,00	0,15	0,20	0,25
3,00 и более	0,20	0,25	0,30

На фактические значения  $d_{\text{ВВП}}$  р. Дон оказывают сильное влияние сгонно-нагонные колебания воды, которые могут иметь в районе портов Азов и Ростов-на-Дону амплитуды до 2,0 м.

### 3.2. По условиям шлюзов

Согласно правилам пропуска судов [15] фактическая осадка

$$d \leq d_{\text{ШП}} - \Delta d_2,$$

где  $d_{\text{ШП}}$  – глубина на порогах шлюза;

$\Delta d_2$  – запас по глубине, который зависит от  $d_{\text{ШП}}$  и материала, из которого построен шлюз.

$\Delta d_2$  назначается согласно табл. 8, при этом значение  $\Delta d_2$  на порогах шлюзов № 15 и 16 Городецкого гидроузла и шлюза Кочетовского гидроузла для пассажирских и сухогрузных судов, а также нефтеналивных судов с двойными бортами и днищем при перевозке нефтепродуктов с температурой вспышки паров 60 °С и выше (бензин, сырая нефть и пр.) допускается не менее 0,25 м.

Таблица 8

*Минимальные запасы  $\Delta d_2$  по глубине на порогах шлюзов  
(минимальные запасы воды под днищем)*

Глубина на пороге $d_{\text{ШП}}$ , м	Материал шлюза	
	дерево, м	камень или бетон, м
до 1,00	0,10	-
1,01-2,50	0,15	0,25
свыше 2,50	-	0,40

### 3.3. По глубинам подходных каналов морских портов

Согласно [10] проектная глубина канала

$$d_{\text{КАН}} = d + \Delta d_3 + \Delta d_4,$$

где  $\Delta d_3$  – навигационный запас глубины канала, учитывающий просадку судна на ходу, волнение, крен от ветра и циркуляции, а также собственно запас, необходимый для обеспечения управляемости судна на мелководье;

$\Delta d_4$  – запас глубины канала на заносимость.



Отсюда наибольшая осадка судна должна удовлетворять ограничению  $d = d_{\text{КАН}} - \Delta d_3 - \Delta d_4$ . Рекомендации по минимальному навигационному запасу глубины канала даны в табл. 9 [19].

*Таблица 9*

*Минимальный навигационный запас глубины канала*

Грунт	Значение запаса $\Delta d_3$ , м
Ил	$0,04d$
Песок заиленный, ракушка, гравий	$0,05d$
Песок, глина, супесь, суглинки, галька	$0,06d$
Скальный грунт, валуны, цементированные породы	$0,07d$

Порт Таганрог расположен на северном побережье Азовского моря у мыса Таганрог, на расстоянии 80 км от порта Ростов-на-Дону и в 100 км восточнее порта Мариуполь. Минимальная глубина на подходном канале – 4,5 м, гарантированная осадка судов в порту – 4,2 м. В целях обеспечения безопасности мореплавания планируется поэтапное увеличение глубины подходного канала до 5,5 м.

Порт Темрюк расположен в юго-восточной части Азовского моря, у левого берега реки Кубань, в двух милях от ее устья. Подходной канал длиной 5 км и шириной 40 м имеет глубины 4,4-5,7 м. Порт может принимать суда с габаритными длиной до 140 м, шириной до 17,5 м и осадкой до 4,2 м.

Порт Кавказ находится на северо-западном побережье косы Чушка в Керченском проливе, проходные глубины 5-6,5 м.

Порт Мариуполь находится в северо-западной части Таганрогского залива Азовского моря, в 26 км от входа в залив. Средние глубины на подходе к порту составляют 12,0 м, что ставит Мариупольский порт в более выгодное положение перед другими портами Азовского моря. Порт открыт для захода судов круглый год. Средняя продолжительность навигации с ледовой проводкой (в случае суровой зимы, с декабря по март) – 86 суток. Осуществляется ледовая проводка ледоколами порта. Порт принимает суда с осадкой до 8,0 м и длиной до 240 м. Глубины у причалов от 4,60 м (порт Азовсталь) до 9,75 м. В Угольной гавани глубина до 8,6 м, причем суда с осадкой 7,5 м и более считаются судами, стесненными своей осадкой. На внешнем рейде имеются три района якорных стоянок: для судов с осадкой более 5 м, для судов с осадкой менее 5 м, а также для судов с осадкой 3,5 м и менее.

Порт Бердянск находится в Северо-Восточной части Бердянского залива Азовского моря. Порт обеспечивает прием судов с осадкой до 7,9 м и длиной до 220 м.

## 4. Ограничения по надводному габариту

### 4.1. По проходу под мостами

Согласно правилам плавания судов по ВВП [14] фактическая надводная высота судна должна отвечать условию

$$H_{\text{НГ}} \leq H_{\text{МС}} - \Delta H_1,$$

где  $H_{\text{МС}}$  – высота моста над фактическим уровнем воды;

$\Delta H_1$  – минимальный запас по высоте, который зависит от  $H_{\text{МС}}$  и характера ВВП (свободное течение или зарегулированные участки).

Минимальные запасы по высоте  $\Delta H_1$  для прохода под мостами указаны в табл. 10 без учета волнения.

Таблица 10

*Минимальные запасы  $\Delta H_1$  по высоте в мостах*

Высота моста над рабочим (фактическим) уровнем воды $H_{\text{МС}}$ , м	На свободных реках и водохранилищах, м	На зарегулированных участках, м
до 10	0,2	0,1
10,1-13,0	0,3	0,1
13,1-16,0	0,4	0,2
16,0 и более	0,5	0,2

Минимальное значение  $H_{\text{МС}}$  определяется по данным табл. 11 ГОСТ 26775-97 [4] в зависимости от класса ВВП и использования транспортным и техническим флотом.

Согласно [1] фактическая высота судоходного пролета автодорожного и железнодорожного моста 3142,4 км р. Дон составляет 19,7 м от проектного уровня воды и 16,0 м от максимального, автодорожного моста 3135,1 км р. Дон соответственно 19,9 м и 16,0 м, железнодорожного моста 3130,7 км р. Дон – 17,5 м от проектного уровня воды и 13,5 м от максимального.

*Высота подмостового габарита*

Класс водного пути (участка)	Высота подмостового габарита, $H_{MC}$ , м
1	17,0
2	15,0
3	13,5
4	12,0
5	10,5
6	9,5
7	7,0

**4.2. Пересечения воздушных линий электропередачи**

Согласно [9] фактическая надводная высота судна должна отвечать условию  $H_{НГ} \leq H_{ЭП} - \Delta H_2$ , где  $H_{ЭП}$  – наименьшее расстояние проводов воздушных линий от фактического уровня воды,  $\Delta H_2$  – минимальный запас по высоте, который зависит от напряжения в линии электропередачи согласно табл. 12.

Таблица 12

*Минимальный запас по высоте  $\Delta H_2$   
для прохода под проводами воздушных линий согласно [20]*

Расстояние $\Delta H_2$ , м от проводов воздушной линии	Напряжение воздушной линии, кВ				
	110	150	220	330	500
До верхних частей судов при наивысшем уровне воды	2,0	2,5	3,0	3,5	4,5

Наиболее важные для исследуемого бассейна переходы указаны в табл. 13.

Таблица 13

*Наименьшее расстояние проводов воздушных линий от фактического  
уровня воды  $H_{ЭП}$  нижней части р. Дон (устье - порт Ростов-на-Дону)*

Участок р. Дона, отстояние от Южного порта Москвы, км	Высота перехода $H_{ЭП}$ , м от	
	проектного уровня	максимального уровня
3155,4	23,6	21,4
3132,3	17,5	14,0

Сводные результаты анализа максимально допускаемой габаритной длины приведены в табл. 15, максимально допускаемой ширины – в табл. 16, осадки – в табл. 17 и надводного габарита – в табл. 18.

Таблица 14

*Путевые условия, влияющие на выбор габаритной длины  $L_M$  судна «Азовмакс» класса*

Характеристика	Максимально возможное значение $L_M$
Минимальный радиус закругления судового хода реки Дон $R_{\text{мин}} = 350$ м	$L_M \approx 160$ м при снижении скорости хода до 60% от полного хода и $L_M \approx 140-142$ м без снижения хода
Длины причалов $L_{\text{ТР}} = 140 \dots 350$ м.	140 м
Ограничение Керчь – Еникальского канала по критерию круглосуточного прохода	160 м
Порт Темрюк	140 м
Порт Бердянск	220 м
Минимальная длина рабочей камеры шлюза* $L_{\text{ШК}} = 145$ м	145 м
Примечание. * – ограничения по шлюзам приведены для справки. Судно класса «Азов макс» не предназначено для работы выше Ростова-на-Дону.	

Таблица 15

*Путевые условия, влияющие на выбор габаритной ширины  $B_M$  судна «Азовмакс» класса*

Характеристика	Максимально возможное значение $B_M$
Порт Ростов-на-Дону, ширина судового хода $B_{\text{СХ}} = 60$ м	21,0 м
Порт Азов, ширина судового хода Азово-Донского канала $B_{\text{СХ}} = 70$ м	24,5 м
Порт Ейск, ширина судового хода $B_{\text{СХ}} = 80$ м	28,0 м
Порт Темрюк	17,5 м
Минимальная ширина подмостовых габаритов $B_{\text{МС}} = 110$ м	36,0 м
Минимальная ширина камеры шлюза* $B_{\text{ШК}} = 17,8$ м	17,0 м
Примечание. * – ограничения по шлюзам приведены для справки. Судно класса «Азов макс» не предназначено для работы выше Ростова-на-Дону.	

Таблица 16

*Путевые условия, влияющие на выбор осадки  $d$  судна «Азовмакс» класса*

Характеристика портов	Максимально возможное значение $d$
Ростов-на-Дону, глубина судового хода $d_{\text{ВВП}} = 4,0$ м	3,80 м
Азов, глубина судового хода $d_{\text{ВВП}} = 4,5$ м	4,30 м
Ейск, глубина судового хода $d_{\text{ВВП}} = 4,7$ м	4,50 м
Темрюк, глубина подходного канала $d_{\text{КАН}} = 4,4$ м	4,20 м
Таганрог, глубина у причалов $d_{\text{КАН}} = 4,2$ м	4,00 м
Кавказ, глубина у причалов $d_{\text{КАН}} = 5,0$ м	4,80 м
Мариуполь, глубина у причалов $d_{\text{КАН}} = 4,6 \dots 9,75$ м	4,40...9,30 м
Бердянск, глубина у причалов $d_{\text{КАН}} = 7,9$ м	7,50 м

Таблица 17

*Путевые условия, влияющие на выбор надводного габарита  $H_{\text{НГ}}$  судна «Азовмакс» класса*

Характеристика	Максимально возможное значение $H_{\text{НГ}}$
Воздушный переход*, 3132,3 км, высота перехода $H_{\text{ЭП}} = 17,5$ м	14,0 м
Воздушный переход, 3155,4 км, высота перехода $H_{\text{ЭП}} = 23,6$ м	20,1 м
Автодорожный и железнодорожный мост, 3142,4 км, $H_{\text{МС}} = 19,7$ м	19,2 м
Примечание. * – проектируемое судно класса «Азов макс» не предназначено для работы выше 3133 км. В случае создания судна, которое должно было бы работать на расположенный выше Александровский ковш (3123, 6 км), $H_{\text{НГ}} = 14,0$ м.	

**Заключение.** На основе анализа путевых условий можно рекомендовать для судна «устьевского» назначения «Азов макс» класса габаритную длину 142-160 м, причем нижнее значение обеспечивает возможность работы у практически всех причалов региона и прохождение всех «узких» мест до порта Ростов-на-Дону без снижения скорости хода, а верхнее значение является максимально возможным.

Габаритная ширина судна может быть принята в пределах 17,5...21,0 м, причем принятие верхнего значения создаст затруднения для работы судна в порту Темрюк.

Надводный габарит судна может быть равным или меньше 19,2 м (для работы на второй грузовой район порта Ростов-на-Дону – ковш Александровский, наибольший надводный габарит будет равен 14,0 м).

Рабочий диапазон осадок судна «Азов макс» класса изменяется в пределах 3,80...4,80 м.

Пересчет от  $L_M$  к значению длины судна по грузовую ватерлинию  $L$  может быть осуществлен через соответствующие соотношения для различных длин СОРП нового поколения, приведенные в работе [6]. Аналогично, расчетная ширина судна может быть определена по формуле

$$B = B_M - b,$$

где  $b$  – суммарная ширина привального бруса, обычно 0,20...0,40 м.

Таким образом, после того, как путевые условия определили главные размерения судна, следующим шагом является определение на основе указанной в техническом задании скорости хода  $V_S$  оптимального значения коэффициента общей полноты  $C_b$ .

Максимально возможный дедвейт судна обеспечивается рациональным конструированием связей корпуса, ведущим к минимизации его массы  $P_{mk}$ .

Предлагаемая схема может быть использована при проектировании любого транспортного судна внутреннего, смешанного река-море и ограниченного морского плавания.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Атлас единой глубоководной системы Европейской части РСФСР. Т. 8. Волго-Донской водный путь. – Минречфлот РСФСР. – 1990. – 86 с.
2. Все о портах Украины // Порты Украины, 2005. – 657 с.
3. Вицинский В.В., Страхов А.П. Основы проектирования судов внутреннего плавания. – Л.: Судостроение, 1970. – 454 с.
4. ГОСТ 26775-97. Габариты подмостовых судоходных пролетов мостов на внутренних водных путях. Введен в действие постановлением Госстроя России № 18-25 от 03.07.97.– 11 с.
5. Егоров Г.В. Принципы создания нового поколения транспортных судов ограниченных районов плавания // Сб. трудов 7 междунар. конф. по судостроению, судоходству, оборудованию морских платформ и обеспечивающих их работу плавсредств, морская техника для освоения океана и шельфа «Нева 2003». – СПб. 2003. – С. 29-32.
6. Егоров Г.В. Выбор главных элементов сухогрузных и нефтеналивных судов смешанного «река-море» плавания // Судостроение. – 2004. – № 6. – С. 10-16.
7. Егоров Г.В. «Линейка» многоцелевых сухогрузных судов Морского инженерного бюро // Морская Биржа. – 2005. – № 4 (14). – С. 16-20.
8. Лесюков В.А. Теория и устройство судов внутреннего плавания. – М.: Транспорт, 1982. – 303 с.
9. Михайлов А.В. Гидросооружения водных путей, портов и континентального шельфа. Ч. I. Внутренние водные пути. – М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2004. – 448 с.
10. Морские каналы и средства навигационного оборудования морских путей / В.М. Власов, Н.А. Ирхин, Г.В. Зеньковский и др. – М.: Транспорт, 2001. – 368 с.
11. Наш долг – обустроить реки: К 75-летию Гипроречтранс / В.В. Родометкин, И.И. Комарова, Е.Н. Кузин и др. – М.: Гипроречтранс, 2006. – 360 с.
12. Нефтяные порты и терминалы России. Справочник. – М.: Морские вести России, 2006. – 303 с.
13. Понятовский В.В. Морские порты и транспорт. – М.: Московская Академия водного транспорта, 2006. – 429 с.
14. Правила плавания по внутренним водным путям Российской Федерации: Утверждены Приказом Минтранса № 129 от 14.10.02. Зарегистрированы в Минюсте РФ 30.12.02 (регистрационный № 4088). – М.: РосКонсульт, 2004. – 33 с.

15. *Правила пропуска судов и составов через шлюзы внутренних водных путей Российской Федерации. Утверждены Приказом Минтранса № 100 от 24.07.02. Зарегистрированы в Минюсте РФ 31.07.02 (регистрационный № 3643). – М.: РКонсульт, 2004. – 24 с.*
16. *Проектирование судов внутреннего плавания / Н.К. Дормидонтов, В.Н. Анфимов, П.А. Малый и др. – Л.: Судостроение, 1974. – 335 с.*
17. *Расчет маневренности и проведение натуральных маневренных испытаний судов внутреннего и смешанного плавания: Руководство Р.006-2004. – М.: Российский Речной Регистр, 2004. – 38 с.*
18. *Речные порты Европейской части России. – СПб.: Информационно-аналитическое агентство SeaNews, 2006. – 43 с.*
19. *Снопков В.И. Управление судном. – СПб.: АНО НПО «Профессионал», 2004. – 536 с.*
20. *Справочник эксплуатационника речного транспорта / М.Д. Амусин, В.С. Бубякин, К.А. Гаринов и др. / Под ред. С.М. Пьяных. – М.: Транспорт, 1995. – 360 с.*
21. *Black Sea and Sea of Azov pilot. – United Kingdom Hydrographic Office, 2003. – 292 с.*

Надійшла 21.03.07



## КОНЦЕПЦИЯ КОМБИНИРОВАННОГО СУДНА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ СЫПУЧИХ, ГЕНЕРАЛЬНЫХ И КОНТЕЙНЕРНЫХ ГРУЗОВ ДЕДВЕЙТОМ ОТ 10 ДО 35 ТЫСЯЧ ТОНН

*Эксплуатационной особенностью балкеров является большое количество балластных переходов. Это связано со специфической формой грузовых трюмов, которая не позволяет эффективно использовать балкеры для перевозки генеральных грузов и контейнеров.*

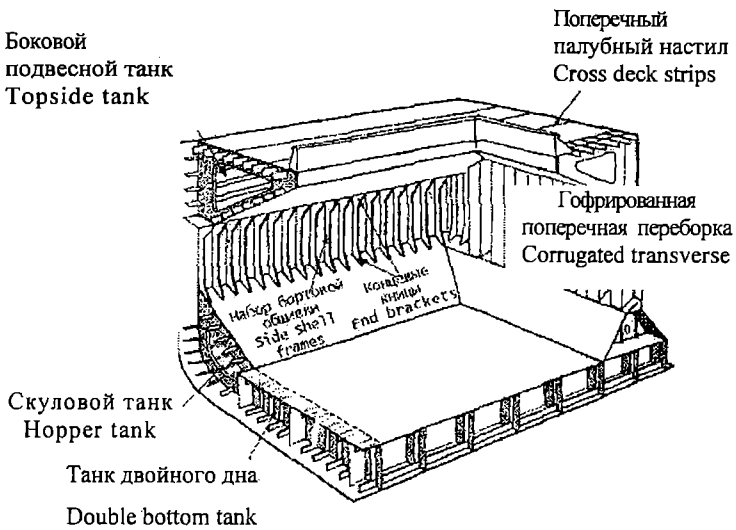
*В данной статье рассматривается один из вариантов изменения формы и конструкции грузового трюма с целью сочетания перевозок навалочных грузов в прямом рейсе и генеральных грузов и контейнеров в обратном рейсе.*

**Ключевые слова:** *навалочное судно, балкер, комбинированное судно, конструкция грузового трюма, продольная переборка.*

Для большинства навалочных судов расходы на стоянку судна в порту составляют существенную часть общих затрат на перевозку. Кроме того, эти суда значительную часть своего срока эксплуатации ходят в балласте, поскольку встречные грузопотоки в страны, экспортирующие сырье, невелики. Задача состоит в том, чтобы уменьшить балластные переходы балкеров путём конструктивного изменения грузового трюма, которое позволит обеспечить эффективную перевозку как навалочных, так и генеральных грузов и контейнеров.

Для сравнения предлагаемой концепции комбинированного судна для перевозки сыпучих, генеральных и контейнерных грузов с современными балкерами рассмотрим конструктивный тип каждого из судов.

Суда для перевозки навалочных грузов – это однопалубные суда с относительно малой удельной грузоподъемностью, с кормовым расположением машинного отделения, с горизонтальным или близким к горизонтальному двойным дном в трюмах, с бортовыми подпалубными и скуловыми цистернами, с одинарными или двойными бортами, с плоскими или гофрированными междутрюмными переборками [1] (рис. 1).



*Рис. 1. Конструкция грузового трюма балкера*

Эти суда приспособлены к чередующейся загрузке трюмов, заполненных доверху во избежание смещения груза. Трюма могут быть как одинаковой, так различной длины. Коэффициент раскрытия палубы не превышает 0,6В [2] (рис. 2).



*Рис. 2. Схема чередующейся загрузки трюмов*

Предлагается концепция комбинированного балкера, приспособленного к перевозке навалочного (bulk) груза, генерального (general) груза и контейнеров (container), которую сокращённо можно обозначить аббревиатурой BGC.

За счет продольной переборки, расположенной в ДП судна, универсальный балкер типа BGC имеет характерные конструктивные

особенности, которые обеспечивают остойчивость при перевозке сыпучих грузов даже при частично заполненном трюме без дополнительных мероприятий. Продольная переборка даёт возможность эффективно выполнять перевозку в двух режимах: при перевозке навалочных грузов в прямом рейсе и генеральных грузов и контейнеров в обратном рейсе

На рисунке 3 представлены схемы сечений в средней части балкера типа BGC.

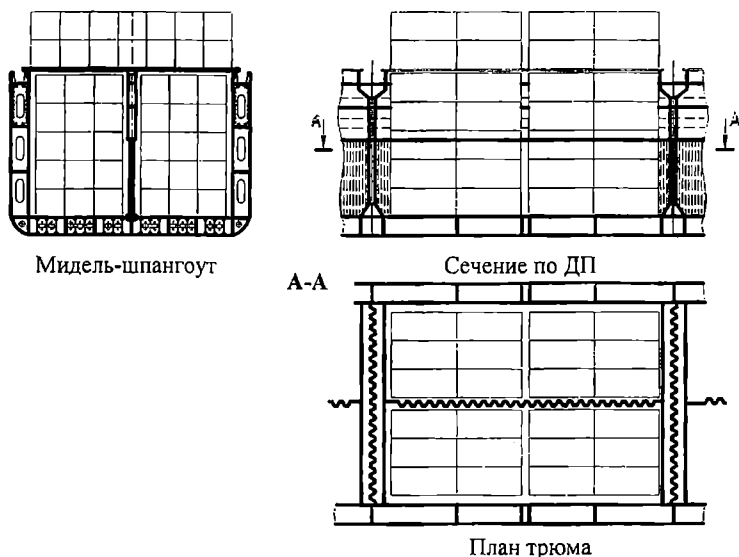


Рис. 3. Схемы сечений балкера типа BGC в районе миделя

По высоте переборка состоит из трёх частей:

- нижняя гофрированная часть воспринимает опорные реакции от верхних частей переборки и даёт возможность проезда погрузочно-разгрузочной технике благодаря закрываемым воротам, специально устроенным для этих целей;
- непрерывная, коробчатая средняя часть переборки, которая проходит вдоль всего грузового пространства, участвует в общем изгибе судна, что положительно влияет на общую продольную прочность;
- верхняя прерывистая, коробчатая часть переборки. По длине она располагается между поперечными комингсами, а по высоте – от верхней палубы до люковых крышек и, являясь опорой для них, вдвое уменьшает пролёт бимсов этих крышек, что позволяет избежать чрезмерной толщины люковых крышек, уменьшить число задраивающих устройств и создаёт условия для перевозки крупногабаритных грузов на люках.

Контейнеровместимость такого балкера, по сравнению с обычным балкером дедвейтом 15000 т типа «Капитан Панфилов» тех же размеров, увеличивается на 30%, что видно по количеству контейнеров на рисунке 4. Соответственно, контейнеровместимость будет эквивалентна площадям люковых вырезов судна.

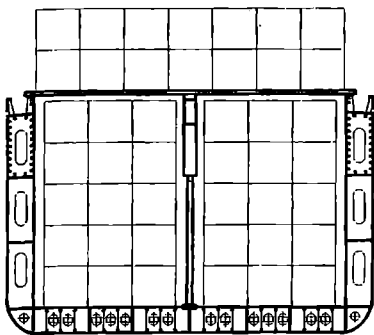


Схема сечения балкера типа BGC

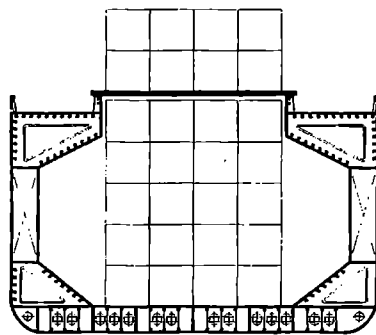


Схема сечения традиционного балкера дедвейтом 15000 т. серии "Капитан Панфилов"

Рис. 4. Сравнительная схема двух танкеров

При описании конструктивного оформления трюмов судов типа BGC, следует выделить основные отличия от обычного балкера. Суда этого типа не имеют подпалубных и скуловых цистерн, они имеют двойные борта и трюм ящичной формы, а вдоль всей грузовой зоны в ДП проходит специальная продольная переборка. Эти особенности дают возможность эффективно перевозить контейнеры и генеральные грузы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Правила классификации и постройки морских судов: В 3 т. / РС. – СПб.: РС, 2003. – Т. 1. – 471 с.*
2. *Снопков. В.И. Технология перевозки грузов морем: Учебник для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. – СПб.: АНО НПО «Мир и Семья», 2001. – 560 с.*

Надійшла 12.03.07

## МЕТОД ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ОГРАНИЧЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ МАШИН НА ВРЕМЯ ОБРАБОТКИ СУДНА

*В статье предложен алгоритм вычисления функции распределения времени стоянки судна под грузовой обработкой с учетом временного снижения интенсивности обработки из-за выхода из строя и восстановления кордонных перегрузочных машин. Алгоритм основан на методах теории надежности и теории массового обслуживания.*

**Ключевые слова:** *портовый перегрузочный комплекс, перегрузочные машины, внезапные отказы, восстановление, время стоянки судна.*

Как и в любой производственной сфере, качество оказываемых портом услуг тесно связано с надежностью функционирования всех элементов его инфраструктуры: парка перегрузочного оборудования, персонала, системы управления и др. Обе эти категории – надежность и качество – являются по своей природе системными и имеют сложную структуру со своими элементами, логическими, информационными и технологическими связями. Системный анализ понятия качества портовых услуг судна, например, в работах [1; 2], а понятия надежности – в работах [3; 4].

В реальной производственной практике эти две важнейшие характеристики конкурентоспособности порта тесно переплетаются и дополняют друг друга. Обе они количественно оцениваются набором различных показателей, причем некоторые показатели надежности могут рассматриваться одновременно и как показатели качества, например, коэффициент готовности перегрузочного оборудования. Среди показателей качества одним из главных является интенсивность грузовой обработки флота и подвижного состава, которая зависит от многих факторов, связанных как с транспортабельностью груза, метеоусловиями, колебаниями выработки портовых рабочих, так и с уровнем организации перегрузочных работ, а также организацией технической эксплуатации перегрузочной техники и возможностью внезапных отказов последней. В связи с указанными причинами реальное значение этой интенсивности является величиной изменчивой и в любой момент времени может отклоняться от установленного договорными обязательствами уровня, скажем, валовой интенсивности обработки судов. Поэтому в описанной ситуации возникают риски, связанные с возможностью превышения фактического стояночного времени судна договорного времени (сталий-

ного времени). Количественно такого рода риски могут быть выражены вероятностью превышения фактического времени грузовой обработки судна договорного времени.

Цель данной работы состоит в разработке методики оценки указанной вероятности при случайных колебаниях интенсивности (чистой) обработки судов, вследствие ограниченной надежности перегрузочных машин.

Такая методика в принципе может быть разработана на основе теории систем массового обслуживания (СМО), работающих в случайной среде. В настоящее время специальная литература, посвященная исследованию этого класса СМО весьма обширна [5-7]. В цитируемых работах в основном изучался случай, когда поведение случайной среды описывается неприводимой однородной цепью Маркова с конечным или счетным множеством состояний. При этом СМО с произвольным временем обслуживания требований рассматривались с одним обслуживающим устройством, а с несколькими каналами обслуживания – в основном только в случае показательного распределения времени обслуживания (при условии отсутствия влияния случайной среды на процесс обслуживания).

Рассмотрим портовый перегрузочный комплекс (ППК), состоящий из  $n$  параллельных взаимосвязанных причалов. На каждом причале обработку любого судна производят параллельно работающие перегрузочные машины, суммарная производительность которых равна  $\Pi_i$  при условии, что  $Z(t) = i e^{tS}$ , где  $Z(t)$  – однородная неприводимая цепь Маркова с множеством состояний  $S$ , которая описывает изменение состояний внешней среды. Грузоподъемности судов – независимые в совокупности случайные величины, распределенные по одному и тому же закону  $G(x)$ . Поток судов, прибывающих на ППК, – рекуррентный с функцией распределения (ф.р.) интервалов между соседними судозаходами  $C(t)$ .

Ясно, что, поскольку изменения случайной среды происходят стохастически независимо от прибытия судов, то любое судно, прибывающее на ППК и ставшее к причалу в некоторый момент времени  $t_0$ , начнет обрабатываться с производительностью  $\Pi_i$  при условии, что  $Z(t_0) = i$ . Поскольку за время стоянки судна у причала интенсивность его обработки может изменяться столько раз, сколько раз изменялось состояние среды, то общее время обработки судна будет равно

$$T = \left( \frac{\gamma_{i_1}}{P_{i_1}} + \frac{\gamma_{i_2}}{P_{i_2}} + \dots + \frac{\gamma_{i_k}}{P_{i_k}} \right),$$

где  $\gamma$  – количество груза погруженного (выгруженного) на судно в состоянии среды  $i_k$ ;

$i_1, i_2, \dots, i_k$  – состояния среды в течении времени обработки судна.

Содержательно, случайный процесс  $Z(t)$  можно формализовать следующим образом. Пусть  $n=1$  и на ППК имеются  $N$  параллельно работающих кордонных машин. Времена безотказной работы машин – взаимно независимые случайные величины, причем время безотказной работы любой машины имеет функции распределения  $A(t)$ . Немедленно после отказа машина поступает в ремонтный цех, где начинает восстанавливаться, причем время ее восстановления подчинено закону распределения  $B(t)$ , и одновременно может ремонтироваться не более  $r$  машин,  $1 \leq r \leq N$ .

Будем считать, что  $Z(t)$  – число работоспособных машин в момент времени  $t$ . В случае, если

$$A(t) = 1 - e^{-at}, \quad t \geq 0, \quad (1)$$

$$B(t) = 1 - e^{-bt}, \quad t \geq 0,$$

процесс  $Z(t)$  будет однородным марковским процессом со множеством состояний  $S = \{0, 1, \dots, N\}$ . Если  $\Pi$  означает производительность одной машины, то произвольное судно в момент времени  $t$  обрабатывается с интенсивностью  $\Pi_i = i\Pi$ , если  $Z(t) = i$ .

Задача состоит в том, чтобы найти закон распределения времени обработки судна с учетом возможного снижения интенсивности его обработки из-за внезапных отказов машин.

При произвольных ф.р.  $A(t)$ ,  $B(t)$  эту задачу решить аналитически весьма сложно. Ниже мы ограничимся частным случаем (1), что позволит для решения задачи воспользоваться аппаратом линейчатых марковских процессов [5].

Пусть произвольное судно начинает обрабатываться в состоянии, когда  $Z(t) = N$ , и  $\theta$  означает полное время обработки судна с учетом возможного снижения производительности машин из-за их внезапных отказов.

Введем следующие условные обозначения:

$p_i(x, t)dx$ ,  $x > 0$ ,  $i = 0, 1, \dots, N$  – вероятность того, что в момент времени  $t$  судно обрабатывается,  $i$  машин работоспособны и за время, прошедшее с начала обработки, было выгружено (погружено) груза в количестве  $x$ ;

$p(t)$  – вероятность того, что к моменту  $t$  обработка судна завершена (это состояние рассматриваемого марковского процесса является поглощающим).

Очевидно, что

$$P\{u \leq t\} = p(t).$$

Обозначим

$$p_i(x, t) = \frac{P_i(x, t)}{1 - G(x)}, \quad i = 0, 1, \dots, N.$$

где  $G(x) = P\{\gamma \leq x\}$ ,  $\gamma$  – чистая грузоподъемность судна.

Для определения функций  $\pi_i(x, t)$ ,  $p(t)$  с помощью стандартных вероятностных рассуждений [5] можно вывести следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} p_0(x, t) &= -b_0 p_0(x, t) + a p_1(x, t) \\ \left( \frac{\partial}{\partial t} + iP \frac{\partial}{\partial x} \right) p_i(x, t) &= -(ia + b_i) p_i(x, t) + (i-1) a p_{i-1}(x, t) + \\ &+ b_{i+1} p_{i+1}(x, t), \quad i = 1, 2, \dots, N-1, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\left( \frac{\partial}{\partial t} + NP \frac{\partial}{\partial x} \right) p_N(x, t) = -N a p_N(x, t) + b_{N-1} p_{N-1}(x, t), \quad x > 0, \quad (3)$$

$$\frac{d}{dt} p(t) = P \int \sum_{i=0}^N i p_i(x, t) dG(x), \quad t > 0,$$

где  $b_i = b \min(r, N-i)$ .

Начальные и граничные условия для системы (2), (3) таковы:

$$\begin{aligned} NP p_N(x, 0) &= \delta(x), \quad p_i(x, 0) = 0, \quad i = 0, 1, \dots, N-1, \\ p(0) &= 0, \quad NP \pi_N(0, t) = \delta(t), \\ p_i(0, t) &= 0, \quad i = 0, 1, \dots, N-1, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\delta(x)$  – дельта-функция Дирака.

Применяя к системе (2) преобразование Лапласа по  $t$ , получим следующую систему обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} 0 &= -(s + b_0) p_0^*(x, s) + a p_1^*(x, s) \\ iP \frac{\partial}{\partial x} p_i^*(x, s) &= -(s + ia + b_i) p_i^*(x, s) + (i+1) a p_{i+1}^*(x, s) + \\ &+ b_{i-1} p_{i-1}^*(x, s), \quad i = 1, 2, \dots, N-1, \\ NP \frac{\partial}{\partial x} p_N^*(x, s) &= -(s + Na) p_N^*(x, s) + b_{N-1} p_{N-1}^*(x, s) \quad x > 0 \end{aligned} \quad (5)$$



$$sp^*(s) = P \int \sum_{i=1}^{\infty} ip_i^*(x, s) dG(x), \quad (6)$$

где

$$f_i^*(\mathcal{Q}s) = \int_0^{\infty} e^{-st} f_i(\mathcal{Q}t) dt, \quad i = 0, 1, \dots, N$$

$$p^*(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} p(t) dt, \quad \text{Re } s > 0.$$

Система (5) должна решаться при начальных условиях (4).

$$NP \pi_i^*(0, s) = \delta_{iN}, \quad i = 0, 1, \dots, N, \quad (7)$$

где  $\delta_{iN}$  – символ Кронекера.

Выразив из первого уравнения системы (5)  $\pi_0^*(x, s)$  через  $\pi_1^*(x, s)$  и подставив это выражение во второе уравнение, приходим к следующей системе:

$$P \frac{\partial}{\partial x} \pi_1^*(x, s) = - \left( s + b_1 + \frac{sb_0}{s + b_0} \right) \pi_1^*(x, s) + 2a\pi_2^*(x, s), \quad (8)$$

$$iP \frac{\partial}{\partial x} \pi_i^*(x, s) = -(s + ia + b_i)\pi_i^*(x, s) + (i + 1)a\pi_{i+1}^*(x, s) + b_{i-1}\pi_{i-1}^*(x, s), \quad i = 2, 3, \dots, N - 1$$

$$NP \frac{\partial}{\partial x} \pi_N^*(x, s) = -(s + Na)\pi_N^*(x, s) + b_{N-1}\pi_{N-1}^*(x, s), \quad x > 0.$$

Решая систему уравнений (8) при условиях (7), найдем функции  $\pi_i^*(x, s)$ ,  $i = 1, 2, \dots, N$ .

После этого с помощью равенства (6) определим искомую функцию  $p^*(s)$  (8). На практике обычно число  $N$  невелико, поэтому достаточно получить решение для случаев  $1 \leq N \leq 6$ . Если, например,  $N = 1$ , то из (8) следует уравнение

$$P \frac{\partial}{\partial x} \pi_1^*(x, s) = -s \left( 1 + \frac{a}{s + b} \right) \pi_1^*(x, s).$$

Отсюда с учетом (7) находим

$$\pi_1^*(x, s) = \frac{1}{f} e^{-sx \left(1 + \frac{a}{s+b}\right) / f} \quad \text{®}$$

Поэтому из (6) получим

$$\begin{aligned} sp^*(s) &= P \int_0^\infty \pi_1^*(x, s) dG(x) = \frac{1}{P} \int_0^\infty e^{-sx \left(1 + \frac{a}{s+b}\right) / P} dG(x) \\ &= g\left(s \left(1 + \frac{a}{s+b}\right) / P\right), \end{aligned} \quad (9)$$

где  $g(z)$  – преобразование Лапласа-Стилтьеса функции распределения  $G(x)$ . Это – известный результат из теории одноканальных СМО с ненадежными в занятом состоянии обслуживающим устройством [5].

Из (9) находим первые два момента распределения длительности обработки судна  $\theta$ :

$$\begin{aligned} M\theta &= -\frac{d}{ds} (sp^*(s))_{s=0} = \frac{g^{(1)}}{P} \left(1 + \frac{a}{b}\right), \\ M\theta^2 &= \frac{d^2}{ds^2} (sp^*(s))_{s=0} = \frac{1}{P b^2} \left[2ag^{(1)} + (a+b)^2 \frac{g^{(2)}}{P}\right], \end{aligned} \quad (10)$$

где  $g^{(1)} = My$ ,  $g^{(2)} = My^2$  – первые два начальных момента распределения грузоподъемности судна.

Решение начальной задачи (7), (8) для произвольного  $N$  может вызвать определенные вычислительные трудности. Их, впрочем, можно обойти, если принять, что  $G(x)$  есть обобщенное распределение Эрланга или гиперэкспоненциальное распределение. Пусть, к примеру

$$G(x) = 1 - e^{-\frac{x}{g} \sum_{j=0}^{m-1} \frac{(x/g)^j}{j!}}, \quad x \geq 0,$$

т.е.  $G(x)$  есть распределение Эрланга  $m$ -порядка. Легко убедиться, что

$$G(x) = 1 - \frac{1}{(m-1)!} \frac{\partial^{m-1}}{\partial y^{m-1}} \frac{e^{-x(1-y)/g}}{1-y} \Big|_{y=0}. \quad (11)$$

Как известно [5], в этом случае  $My = gm$ .

Подставляя формулу (11) в правую часть равенства (6) и учитывая, что

$$G'(x) = \frac{1}{g(m-1)!} \frac{\partial^{m-1}}{\partial^{m-1}} e^{-x(1-y)/g} \Big|_{y=0, |y| \leq 1},$$

получим

$$sp^*(s) = \frac{P}{g(m-1)!} \frac{\partial^{m-1}}{\partial y^{m-1}} \sum_{i=1}^N i \pi_i^{**} \left( \frac{1-y}{g}, s \right) \Big|_{y=0}, \quad Re s > 0, \quad (12)$$

где 
$$\pi_i^{**}(z, s) = \int_0^{\infty} e^{-zx} \pi_i^*(x, s) dx, \quad Re z > 0.$$

Функции  $\pi_i^{**}(z, s)$  находятся из системы уравнений, вытекающей из (8):

$$\begin{aligned} & - \left( Pz + s + b_1 + \frac{sb_0}{s + b_0} \right) \pi_1^{**}(z, s) + 2a\pi_2^{**}(z, s) = 0, \\ & - (iPz + s + ia + b_i) \pi_i^{**}(z, s) + (i+1)a\pi_{i+1}^{**}(z, s) + \\ & + b_{i-1} \pi_{i-1}^{**}(z, s) = 0, \quad i = 2, 3, \dots, N-1, \\ & - (NPz + s + Na) \pi_N^{**}(z, s) + b_{N-1} \pi_{N-1}^{**}(z, s) = -1. \end{aligned} \quad (13)$$

Теперь функции, входящие в правую часть формулы (12), можно находить из (13) путем дифференцирования этой системы уравнений по  $z$  в точке  $1/g$ .

Для решения практических задач обычно достаточно знать первые два момента распределения функции  $p(t)$ , которые можно вычислить, дифференцируя обе части равенства (12) по  $s$  в точке  $s = 0$ . В частности,

$$\begin{aligned} M\theta &= - \frac{d}{ds} (sp^*(s)) \Big|_{s=0} = \\ &= - \frac{P}{g(m-1)!} \frac{\partial^{m-1}}{\partial y^{m-1}} \sum_{i=1}^N i \frac{\partial}{\partial s} \pi_i^{**} \left( \frac{1-y}{g}, s \right) \Big|_{s=0, y=0}, \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} M\theta^2 &= \frac{d^2}{ds^2} (sp^*(s)) \Big|_{s=0} = \\ &= \frac{P}{g(m-1)!} \frac{\partial^{m-1}}{\partial y^{m-1}} \sum_{i=1}^N i \frac{\partial^2}{\partial s^2} \pi_i^{**} \left( \frac{1-y}{g}, s \right) \Big|_{s=0, y=0}. \end{aligned}$$

Вычислим первые два момента распределения случайной величины  $\theta$  по формулам (14) для случая  $N = 2$ . Отметим, что при  $N = 2$  параметр  $r = 1$  или  $2$  и поэтому  $b_i = b \min(r, 2-1) = b$ . Система (13) при этом примет вид

$$\begin{aligned} -\left( Pz + s + b + \frac{sb_0}{s + b_0} \right) \pi_i^{**}(z, s) + 2a\pi_2^{**}(z, s) &= 0, \\ -b\pi_1^{**}(z, s) + (2Pz + s + 2a)\pi_2^{**}(z, s) &= 1. \end{aligned}$$

Решение этой системы дается формулами

$$\pi_i^{**}(z, s) = \frac{2a}{\Delta(z, s)} \left( Pz + s + b + \frac{sb_0}{s + b_0} \right),$$

где

$$\Delta(z, s) = \left( Pz + s + b + \frac{sb_0}{s + b_0} \right) (2Pz + s + 2a) - 2ab.$$

Подставляя эти выражения для  $\pi_i^{**}(z, s)$ ,  $i = 1, 2$ , например, в первую из формул (14), получим

$$\begin{aligned} M\theta &= -\frac{2P}{g(m-1)!} \frac{\partial^{m-1}}{\partial y^{m-1}} \frac{\partial}{\partial s} \frac{a + P \frac{(1-y)}{g} + s + b + \frac{sb_0}{s + b_0}}{\Delta\left(\frac{1-y}{g}, s\right)} \Bigg|_{\substack{s=0, \\ y=0}} = \\ &= \frac{P}{2g(m-1)!} \frac{\partial^{m-1}}{\partial y^{m-1}} \frac{\left(\frac{P}{g}\right)^2 (1-y)^2 + (5a+2b)\frac{P}{g}(1-y) + 4a^2 + ab + b^2}{\left[\left(\frac{P}{g}(1-y) + b\right)\left(\frac{P}{g}(1-y) + a\right) - ab\right]^2} \Bigg|_{y=0}. \end{aligned}$$

Для вычисления производных  $m-1$  порядка можно воспользоваться методом разложения дифференцируемой дроби на элементарные дроби.

Аналогично вычисляется второй момент  $M\theta^2$ .

Используя полученные результаты, можно решить следующую практическую задачу: найти такую производительность одной машины  $\Pi$ , что с достаточно высокой вероятностью выполнялось бы условие  $\theta \leq t_{cm}$ ,

где  $t_{cm}$  – заданное стояночное время (например, стальнойное время). Иными словами, требуется найти значение  $P$ , для которого

$$P\{\theta \leq t_{cm}\} \geq 1 - \varepsilon,$$

где  $\varepsilon$  – заданная малая вероятность. Применяя одну из модификаций неравенства Чебышева [8], получаем

$$P\{\theta \leq t_{cm}\} \geq \frac{(M\theta - t_{cm})}{(M\theta - t_{cm})^2 + D\theta},$$

где  $D\theta = M\theta^2 - (M\theta)^2$  – дисперсия случайной величины  $\theta$ . С учетом последнего неравенства и условия (15) находим

$$D\theta = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} (M\theta - t_{cm})^2.$$

Например, для  $N = 1$  с помощью формул (10) из последнего равенства получаем квадратное уравнение для нахождения вероятностно-гарантированного значения производительности машины

$$\begin{aligned} \varepsilon t_{cm}^2 P^2 - 2g^{(1)} \left[ \varepsilon t_{cm} \left( 1 + \frac{a}{b} \right) + (1 - \varepsilon) \frac{a}{b^2} \right] P + \\ + \left( 1 + \frac{a}{b} \right)^2 \left[ \varepsilon (g^{(1)})^2 - (1 - \varepsilon) D\gamma \right] = 0, \end{aligned}$$

где  $D\gamma = g^{(2)} - (g^{(1)})^2$ .

Отсюда находим

$$\begin{aligned} P = \frac{1}{\varepsilon t_{cm}^2} \left\{ g^{(1)} \left[ \varepsilon t_{cm} \left( 1 + \frac{a}{b} \right) + \frac{(1 - \varepsilon)a}{b^2} \right] + \right. \\ \left. + \sqrt{\left( g^{(1)} \right)^2 \left[ \varepsilon t_{cm} \left( 1 + \frac{a}{b} \right) + \frac{(1 - \varepsilon)a}{b^2} \right]^2 + \varepsilon t_{cm}^2 \left( 1 + \frac{a}{b} \right)^2 \left[ (1 - \varepsilon) D\gamma - \varepsilon (g^{(1)})^2 \right]} \right\}. \end{aligned}$$

В заключение отметим, что полученные выше результаты справедливы и в случае нескольких причалов, на каждом из которых работает  $N$  машин, если после отказа машины она немедленно начинает восстанавливаться, т.е. при  $r = nN$ . Представляет также интерес изучение случая нескольких видов отказов, которые могут наступить для любой машины. Приведенный выше алгоритм может быть обобщен и на этот случай.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Панибратец Н.А. *Управление качеством продукции морского транспорта.* – М.: Транспорт, 1984. – 135 с.
2. Подчинок И.В. *Системный анализ качества перегрузочного процесса в порту // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць.* – Одеса: ОНМУ, 2003. – Вып. 6. – с. 98-112.
3. Зубко Н.Ф., Яценко В.А. *Эксплуатация и ремонт портовых перегрузочных машин: Учебник для вузов.* – М.: Транспорт, 1987. – 424 с.
4. Зубко Н.Ф., Постан М.Я., Корниец Т.Е. *Проблема определения эксплуатационной надежности портовых перегрузочных комплексов // Вісник ОДМУ.* – 2001. – Вып. 6. – С. 81-89
5. Гнеденко Б.В., Коваленко И.Н. *Введение в теорию массового обслуживания. Изд. 3-е, испр. и доп.* – М.: КомКнига, 2005. – 400 с.
6. Постан М.Я. *Многоканальные обслуживающие системы в случайной среде // Обзорение прикладной и промышленной математики,* 1999. – Т.6. – Вып. 1. – С. 88-100.
7. Neuts M.F. *Matrix – geometric solution in stochastic models.* Baltimore: J. Hopkins Univ. Press, 1981.
8. Феллер В. *Введение в теорию вероятностей и ее приложения.* Т. 2 / Пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 751 с.

Надійшла 26.03.07

УДК 656.612.01:629.123.42.-111.2

Е.В. Кириллова

## СИСТЕМА ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОММЕРЧЕСКИ ЦЕЛЕСООБРАЗНОЙ ЗАГРУЗКИ СУДНА

*Построена система показателей коммерчески целесообразной загрузки судна. Формализован процесс принятия решений по установлению критической ставки фрахта при эксплуатации судна в трамповом судоходстве. Определено понятие «запаса чартерной безопасности» или «зоны чартерной безубыточности».*

**Ключевые слова:** судно, количество грузов, безубыточная загрузка; коммерчески приемлемая загрузка; критическая величина дохода.

Эффективность работы флота, независимо от организационной формы его эксплуатации, в значительной мере зависит от загрузки отдельных судов. Большинство из известных экономико-математических моделей, оптимизирующих загрузку судов различных типов и модификаций, в значительной мере ориентированы на «рынок судовладельца», когда спрос на тоннаж превышает его предложение. В условиях же «рынка грузовладельца» одной из важнейших производственных задач в области управления технологическими процессами является задача определения такого минимального количества грузов, перевозка которых на данном транспортном средстве является коммерчески оправданной.

В работах [1; 2; 3] сформулированы и формализованы теоретические и методические положения по обоснованию критической  $Q^{кр}$  и пороговой  $Q^n$  коммерчески оправданной [1], целесообразной [2; 3] загрузки судна и критической величины дохода  $F^{кр}$ . Показатели  $Q^{кр}$  и  $Q^n$  в упомянутых выше работах рассматриваются не с точки зрения безопасности, связанной с определением максимального количества грузов, при перевозке которых соблюдаются мореходные качества судна, заданный дифферент, остойчивость и общая прочность корпуса судна, а с позиции коммерческой целесообразности. В свою очередь коммерческая целесообразность определяется минимальным количеством грузов, перевозка которых на данном транспортном средстве является выгодной [1; 2; 3].

Рассмотренный в работах [1; 2; 3] подход базируется на методике анализа безубыточности и может использоваться для решения широкого круга вопросов, связанных с производственной деятельностью судоходных компаний.

В статье [4] также находят своё отражение фундаментальные положения методики «анализа точки безубыточности производства» и выводы, сформулированные в работах [1; 2; 3]. Это, прежде всего, касается порядка определения «критических значений постоянных, переменных расходов, фрахтовой ставки и количества перевозимого груза  $Q^{*Ф}$ ».

Однако, разработанные в работах [1; 2; 3] и получившие развитие в публикации [4] положения, не нашли своего логического завершения. Они носят фрагментарный характер, не в полной мере отвечают принципам системного подхода и конкретным условиям эксплуатации судов.

Для устранения этих недостатков требуется проведение дальнейших исследований, направленных на развитие и совершенствование, уточнение и систематизацию вышеупомянутых теоретических и методических положений, для их адаптации к конкретным условиям эксплуатации судов и формам организации работы флота.

Целью настоящего исследования является повышение эффективности производственной деятельности судоходной компании путём решения следующих взаимосвязанных задач:

- разграничить и определить понятия «безубыточной» и «коммерчески приемлемой» загрузки судна;
- рассмотреть аналитический и графический способы обоснования показателей коммерчески целесообразной загрузки судна и критической величины дохода;
- формализовать процесс определения критических величин, находящихся в функциональной зависимости от вышеназванных показателей;
- сформулировать постановку задачи и формализовать процесс принятия решений по установлению критической ставки фрахта при эксплуатации судна в тралповом судоходстве;
- определить и формализовать понятие «запаса чартерной безопасности» или «зоны чартерной безубыточности».

Очевидно, что при планировании работы судна величина его загрузки  $Q^C$ , независимо от схемы движения и формы судоходства, на усмотрение лица, принимающего решение (ЛПР), должна отвечать одному из следующих ограничений:

$$\left. \begin{aligned} Q^{*Ф} < Q^C \leq Q^T; \\ Q^n < Q^C \leq Q^T, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

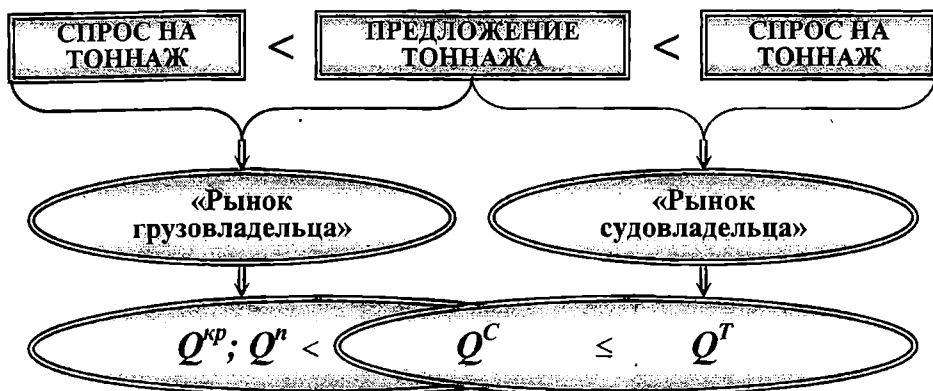
где  $Q^T$  – максимально возможное количество груза, размещение и пере-



возка которого обусловлены техническими характеристиками транспортного средства и не препятствуют обеспечению надлежащих мореходных качеств судна;

$Q^{кр}$ ,  $Q^n$  – соответственно критическое и пороговое количество грузов в загрузке судна – показатели, характеризующие коммерческую целесообразность транспортного процесса.

При наличии условий «рынка грузовладельца» (рис. 1), когда спрос на тоннаж меньше, чем его предложение, предполагается, что обеспечение полной загрузки судна хотя и является желательным, но не представляется возможным. В связи с этим, актуальным с точки зрения коммерческой эксплуатации судна в данных условиях является выполнение одного из следующих ограничений:  $Q^{кр} < Q^C$ ;  $Q^n < Q^C$ . Однако это не исключает необходимость соблюдения ограничения  $Q^C \leq Q^T$ , которое позволяет обеспечить эксплуатацию транспортного средства в соответствии с его техническими характеристиками.



*Рис. 1. Связь между различными условиями фрахтового рынка и показателями критического и порогового количества грузов в загрузке судна*

Соблюдение ограничения  $Q^C \leq Q^T$  приобретает приоритетное значение в условиях «рынка судовладельца», когда спрос на тоннаж превышает его предложение, и стремление максимизировать загрузку судна ( $Z = Q^C \rightarrow \max$ ) ограничивается его технико-эксплуатационными возможностями.

Показатели критического и порогового количества грузов, как известно [1; 2; 3], отражают «безубыточную» загрузку судна и характеризуют состояние производственного процесса, при котором работа транспортного средства не даёт прибыли, но и не приносит убытков.

Однако, нередко перед ЛПП ставится задача обоснования такого объема перевозок, при котором получаемая сумма прибыли способна обеспечить рыночную норму доходности на собственный капитал. Для решения этой задачи возникает необходимость расчета показателей  $Q^{kp}$  и  $Q^n$  с учетом величины прибыли  $\Phi$ , получение которой должно быть обеспечено в результате предоставления транспортной услуги. Определяемые при этом показатели отражают «коммерчески приемлемую» загрузку судна.

Показатели коммерчески целесообразной загрузки судна в общем случае могут быть получены путем следующих рассуждений, основанных на методике анализа безубыточности [1; 3]:

1. Доход судна  $F$  зависит от перевозимых грузов и их количества, а также соответствующих фрахтовых (тарифных) ставок

$$\left. \begin{aligned} F &= f^{Dч} \cdot Q; \\ F &= f^W \cdot V, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $Q$ ,  $V$  – количество грузов, выраженное соответственно в массовых и объемных единицах измерения;

$f^{Dч}$ ,  $f^W$  – соответствующие фрахтовые (тарифные) ставки.

2. Общие издержки  $R^{общ.}$  судна подразделяются на постоянные  $R^{пост.}$  и переменные  $R^{пер.}$

$$\left. \begin{aligned} R^{общ.} &= R^{пост.} + R^{пер.} = R^{пост.} + r^{Dч} \cdot Q; \\ R^{общ.} &= R^{пост.} + R^{пер.} = R^{пост.} + r^W \cdot V, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $r^{Dч}$ ,  $r^W$  – удельные переменные издержки.

3. Очевидно, что критическая коммерчески целесообразная загрузка судна – это такое количество грузов, выраженное в соответствующих единицах измерения, при котором соблюдаются следующие равенства:

$$\left. \begin{aligned} f^{D_4} \cdot Q &= R^{пост.} + r^{D_4} \cdot Q; \\ f^W \cdot V &= R^{пост.} + r^W \cdot V. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

На основании (4) определяются соответствующие критические величины

$$\left. \begin{aligned} Q^{кр} &= \frac{R^{пост.}}{f^{D_4} - r^{D_4}}; \\ V^{кр} &= \frac{R^{пост.}}{f^W - r^W}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

С учётом уточненной в работе терминологии, и на усмотрение ЛПР, могут быть установлены следующие показатели (рис. 2):

- критическая безубыточная загрузка судна  $Q^{кр.Б}$  (6) – показатель, отражающий количество грузов, доходы от перевозки которых покрывают прямые постоянные  $R^{пр.пост.}$  и переменные  $R^{пер.}$  расходы судна;

- критическая коммерчески приемлемая загрузка судна  $Q^{кр.П}$  (7) отражает количество грузов, доходы от перевозки которых не только покрывают прямые постоянные  $R^{пр.пост.}$  и переменные  $R^{пер.}$  расходы судна, но и позволяют обеспечить необходимую сумму прибыли  $\Phi$ ;

- пороговая безубыточная загрузка судна  $Q^{п.Б}$  (8) – показатель, характеризующий количество грузов, доходы от перевозки которых покрывают помимо переменных  $R^{пер.}$  и прямых постоянных  $R^{пр.пост.}$  издержек, ещё и отнесенную на данный груз величину косвенных постоянных  $R^{косв.пост.}$  затрат;

- пороговая коммерчески приемлемая загрузка судна  $Q^{п.П}$  (9) характеризует количество грузов, доходы от перевозки которых покрывают переменные  $R^{пер.}$ , прямые  $R^{пр.пост.}$  и косвенные постоянные  $R^{косв.пост.}$  издержки, а также обеспечивают получение требуемой суммы прибыли  $\Phi$ .

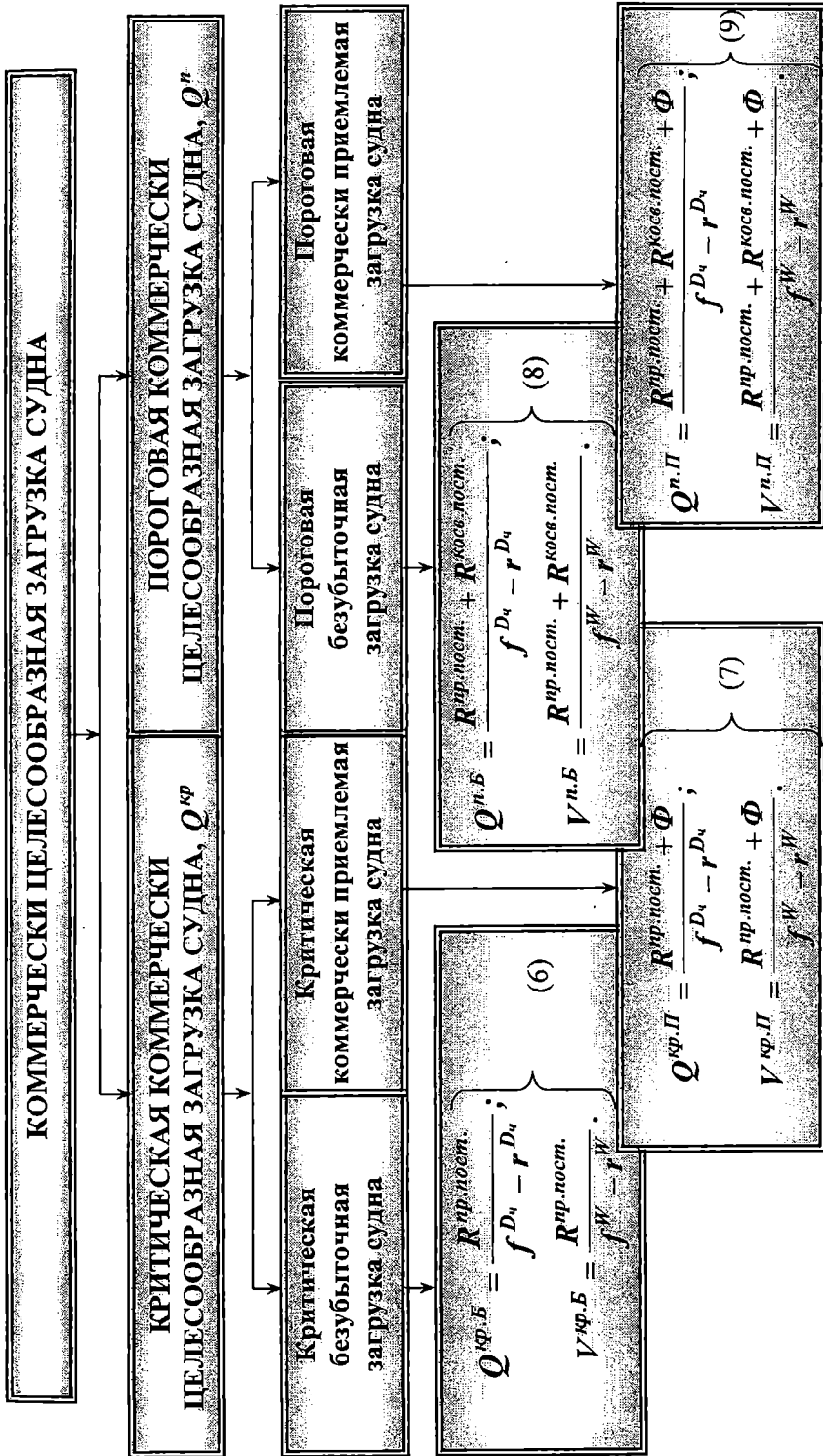


Рис. 2. Состав показателей, отражающих коммерчески целесообразную загрузку судна

4. Умножив правую и левую части каждого выражения, входящего в группу формул (5) и соответственно (6)-(9), на величину фрахтовой (тарифной) ставки, получаем:

$$\left. \begin{aligned} Q^{kp} \cdot f^{D_u} &= \left( \frac{R^{nocm.}}{f^{D_u} - r^{D_u}} \right) \cdot f^{D_u}; \\ V^{kp} \cdot f^W &= \left( \frac{R^{nocm.}}{f^W - r^W} \right) \cdot f^W. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Очевидно, что левые части формул группы (10) отражают доход, получаемый судном при перевозке грузов, количество которых является для транспортного средства критическим коммерчески целесообразным.

Таким образом, для того чтобы определить критическую величину дохода  $F^{kp}$ , достаточно знать критическую коммерчески целесообразную (безубыточную или приемлемую) загрузку судна и значение фрахтовой (тарифной) ставки

$$\left. \begin{aligned} F^{kp} &= Q^{kp} \cdot f^{D_u}; \\ F^{kp} &= V^{kp} \cdot f^W. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Исходя из группы формул (10), критическую величину дохода также можно вычислить следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} F^{kp} &= \frac{R^{nocm.} \cdot f^{D_u}}{f^{D_u} - r^{D_u}}; \\ F^{kp} &= \frac{R^{nocm.} \cdot f^W}{f^W - r^W}. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Логическим дополнением к рассмотренному алгоритму рассуждений, формализованных в виде (2)-(12), является графический метод обоснования показателей  $Q^{kp}$ ,  $F^{kp}$  (рис. 3; 4).

Исходя из сформулированных выше положений и аналитических выражений (2)-(12), путем тривиальных математических преобразований можно формализовать процесс принятия решений по установлению критических величин, находящихся в определенной функциональной зависимости от соответствующих показателей коммерчески целесообразной загрузки транспортного средства (рис. 5).

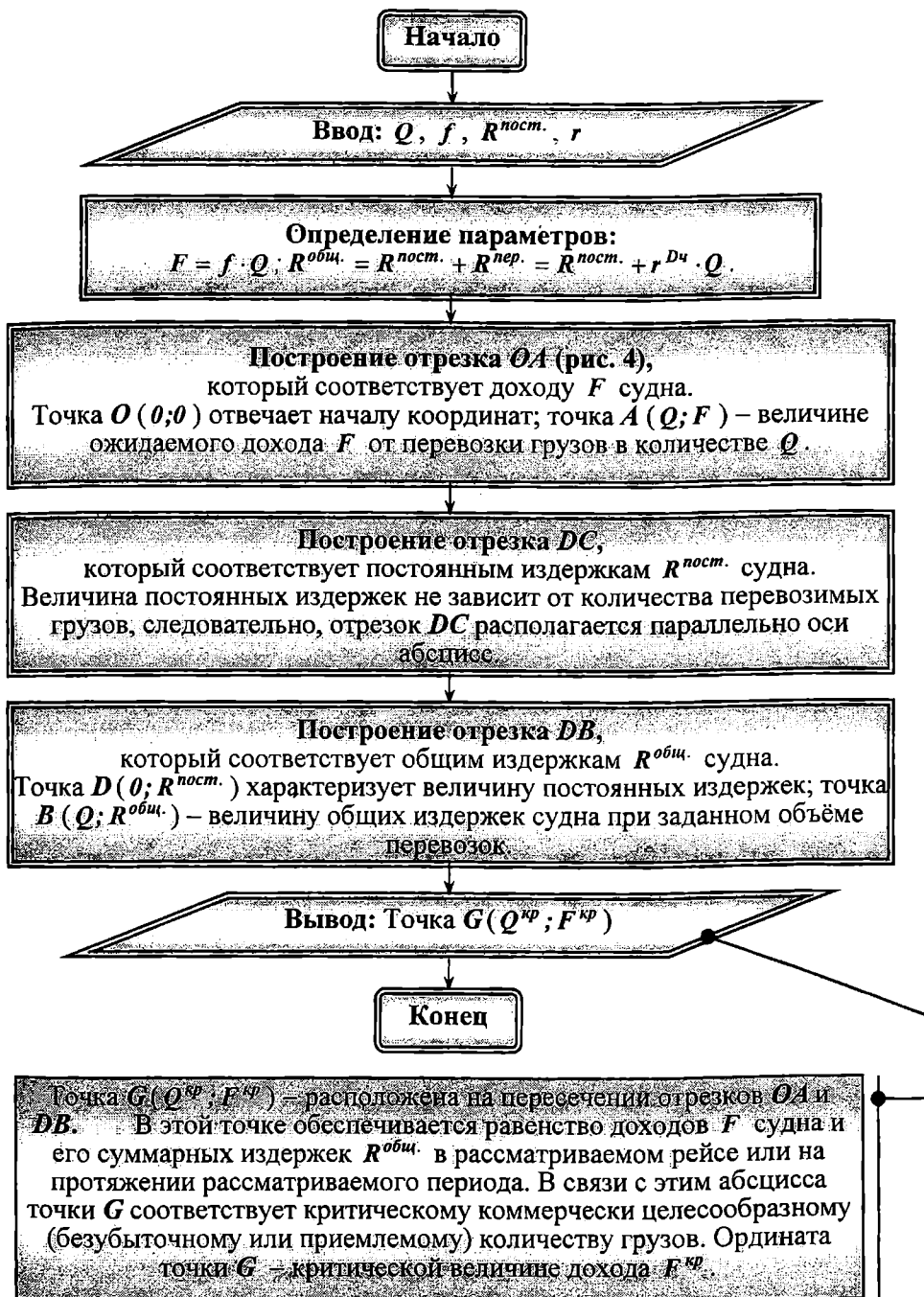


Рис. 3. Порядок реализации графического способа обоснования критической коммерчески целесообразной загрузки судна и критической величины дохода

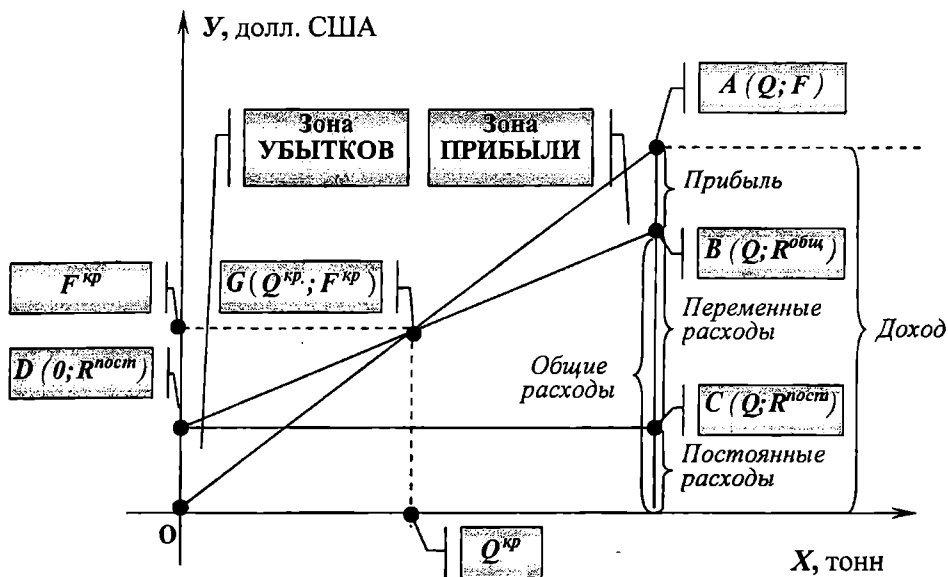


Рис. 4. График определения критической коммерчески целесообразной загрузки судна и критической величины дохода

С целью повышения эффективности производственной деятельности судоходных компаний вышеизложенные теоретические и методические положения могут быть уточнены для решения конкретных эксплуатационных задач, связанных с организацией и управлением работой судов при различных формах судоходства.

Так, для повышения эффективности реализации фрахтовых операций судоходных компаний, эксплуатирующих трамповый тоннаж, задачу обоснования критических ставок фрахта можно сформулировать в следующей постановке.

Судовладелец располагает судном или множеством  $N = \{N_1, N_2, \dots, N_n, \dots, N_s\}$  судов, которые подлежат отфрахтованию и находятся в определенной географической и временной позиции готовности.

Из имеющегося множества  $B = \{B_1, B_2, \dots, B_b, \dots, B_g\}$  котировок, заявленных фрахтователями, судовладельцем для дальнейшего рассмотрения выделено множество  $B' = \{B'_1, B'_2, \dots, B'_b, \dots, B'_g\}$  приемлемых офферт.

В соответствии с условиями  $b'$ -ой котировки между парой портов должно быть перевезено некоторое количество однородного груза, относящегося к категории «тяжёлых» —  $Q_{b'}$  или «лёгких» —  $V_{b'}$ .

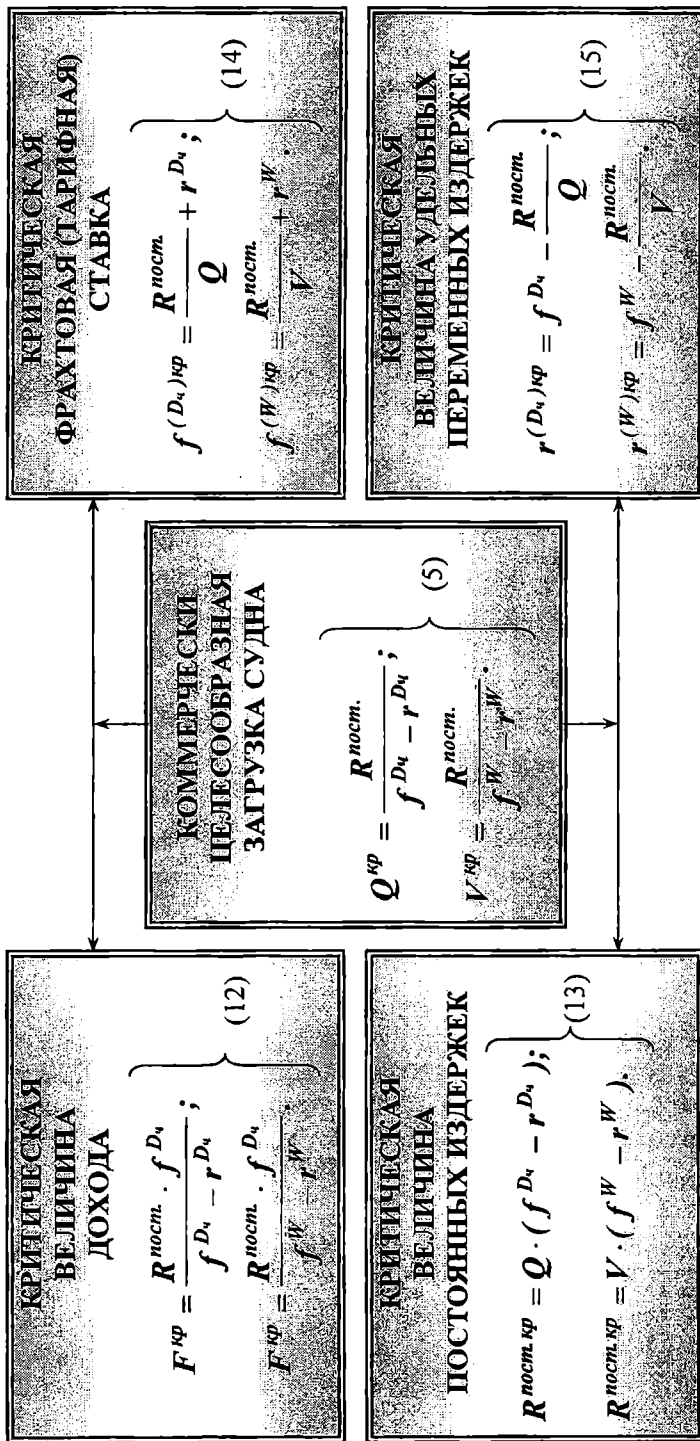


Рис. 5. Взаимосвязь показателей, характеризующих коммерчески целесообразную работу судна



Заявленная фрахтователем в котировке ставка фрахта  $f_{b'n}^{D_u}$  ( $f_{b'n}^W$ ) с указанием базиса её исчисления (free in, free out, free in and out; gross terms и т. д.) рассматривается судовладельцем, согласовывается с фрахтователем и устанавливается за перевозку единицы массы –  $f_{b'n}^{D_u}$  или объёма –  $f_{b'n}^W$ . Судовладельцу необходимо для судна  $n \in N$  на основании условий котировки  $b' \in B'$  установить критическое значение ставки фрахта.

Решение сформулированной задачи предусматривает реализацию определенной последовательности этапов.

Первый этап связан с определением коммерчески целесообразного количества грузов (рис. 2).

Второй – базируется на результатах предыдущего этапа и направлен на определение критических фрахтовых ставок. Этот этап реализуется путем логических размышлений, описанных ниже.

Руководствуясь правилами преобразования математических выражений, из группы формул (5) выводим общие уравнения для определения соответствующих критических величин (14).

На основании уравнений группы (14) и с учётом принятой в контексте сформулированной задачи индексации получаем выражения для определения критических ставок фрахта

$$\left. \begin{aligned} f_{b'n}^{кр(D_u)} &= \frac{R_n^{nocm.}}{Q_{b'n}} + r_{b'n}^{D_u}; \\ f_{b'n}^{кр(W)} &= \frac{R_n^{nocm.}}{V_{b'n}} + r_{b'n}^W. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

На эмпирическом уровне в зависимости от конкретных условий чартера, которые определяют порядок распределения коммерческих рисков и эксплуатационных расходов между сторонами договора, устанавливается структура постоянных и переменных издержек судовладельца, входящих в уравнения (16) и определяется критическая ставка фрахта.

При этом одним из условий целесообразности фрахтования судна является соблюдение следующей группы ограничений:

$$\left. \begin{aligned} f_{b'n}^{кр(D_u)} &< f_{b'}^{(D_u)}; \\ f_{b'n}^{кр(W)} &< f_{b'}^{(W)}. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

где  $f_b^{(Dq)}$ ,  $f_b^{(W)}$  – ставки фрахта, заявленные фрахтователем в соответствующих котировках.

В трамповом судоходстве для обоснования конкретной фрахтовой ставки часто используется тайм-чартерный эквивалент (**ТЧЭ**) как показатель уровня ставок локального фрахтового рынка.

**ТЧЭ** – минимальный среднесуточный доход, который в данный момент времени для конкретного судна является постоянной величиной, и должен быть обеспечен судовладельцу независимо от груза и направления перевозки. **ТЧЭ** определяется отношением разности доходов и переменных расходов судна ко времени его эксплуатации  $Tэ$

$$ТЧЭ = \frac{F - R^{nep.}}{Tэ}. \quad (18)$$

Известно, что разность между удельными доходами и переменными расходами в группах формул (5), (10) и (12) отражает величину валовой маржи **ВМ** или маржинальный доход, приходящийся на единицу груза [1; 2; 3]

$$\left. \begin{aligned} ВМ^{Dq} &= f^{Dq} - r^{Dq}; \\ ВМ^W &= f^W - r^W. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Умножим правые части формул группы (19) на соответствующие величины  $Q$  и  $V$ . Полученные в результате этого действия показатели отражают общий маржинальный доход судна

$$\left. \begin{aligned} ВМ^{Dq} &= (f^{Dq} - r^{Dq}) \cdot Q = f^{Dq} \cdot Q - r^{Dq} \cdot Q = F - R^{nep.}; \\ ВМ^W &= (f^W - r^W) \cdot V = f^W \cdot V - r^W \cdot V = F - R^{nep.}. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Очевидно, что выражение  $F - R^{nep.}$  в формулах (18) и (20) представляет собой общую валовую маржу судна. В связи с этим **ТЧЭ** – это, по сути, показатель, характеризующий интенсивность получения судовладельцем маржинального дохода. Другими словами, **ТЧЭ** – это критическая (минимальная) величина среднесуточного маржинального дохода, т. е. величина, обеспечивающая среднесуточную сумму покрытия постоянных издержек судовладельца:

$$TЧЭ = \frac{F - R^{неp.}}{Tэ} = \frac{F}{Tэ} - \frac{R^{неp.}}{Tэ} = f_{сут.}^{кр} - \frac{R^{неp.}}{Tэ}. \quad (21)$$

Таким образом, на основании выражения (21) может быть установлена критическая величина суточной арендной ставки  $f_{сут.}^{кр}$ .

$$f_{сут.}^{кр} = \frac{F}{Tэ} = TЧЭ + \frac{R^{неp.}}{Tэ}. \quad (22)$$

На основании тайм-чартерного эквивалента может быть определена и критическая ставка фрахта, исчисляемая на единицу груза

$$TЧЭ = \frac{F - R^{неp.}}{Tэ} = \frac{Q \cdot f^{D_4} - Q \cdot r^{D_4}}{Tэ} = \frac{Q \cdot (f^{D_4} - r^{D_4})}{Tэ}; \quad (23)$$

$$f^{кр(D_4)} = \frac{TЧЭ \cdot Tэ}{Q} + r^{D_4}. \quad (24)$$

Для анализа деятельности предприятий часто используется показатель «запаса финансовой прочности» (**ЗФП**). Он отражает величину, «на которую фактический объем реализации превышает критический и рассчитывается в процентах к выручке от реализации или в виде коэффициента» [5. С. 195, 199]. Аналогичный показатель, названный «уровнем устойчивости», также рассмотрен в работе [4. С. 118-120].

Опираясь на содержательную постановку сформулированной выше задачи обоснования критических ставок фрахта и следуя логике приведенных аналитических рассуждений, в контексте данной статьи целесообразно определить и формализовать понятие «запаса чартерной безопасности» или «зоны чартерной безубыточности» (**ЗЧБ**).

**ЗЧБ** – это показатель, характеризующий ту «безопасную» величину, на которую судовладелец может снижать ставку фрахта, продолжая получать прибыль до момента достижения состояния равновесия между доходами и расходами. Данный показатель выражается в денежных единицах измерения (**ЗЧБ**) в виде коэффициента (**ЗЧБ<sup>К</sup>**) или в процентах (**ЗЧБ%**)

$$\left. \begin{aligned} ЗЧБ &= f_{b'n}^{(D_4)} - f_{b'n}^{кр(D_4)}; \\ ЗЧБ &= f_{b'n}^{(W)} - f_{b'n}^{кр(W)}; \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

$$\left. \begin{aligned} ЗЧБ^K &= \frac{ЗЧБ}{f_{b'}^{(Dч)}}; \\ ЗЧБ^K &= \frac{ЗЧБ}{f_{b'}^{(W)}}; \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

$$ЗЧБ^{\%} = ЗЧБ^K \cdot 100. \quad (27)$$

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

1. В результате анализа современных источников, связанных с темой исследования, установлено:

- в работах [1; 2; 3] разработаны основные положения по обоснованию критической и пороговой коммерчески оправданной загрузки судна, которые базируются на методике анализа безубыточности и находят свое логическое развитие в публикации [4];
- сформулированные в работах [1; 2; 3] положения и «предложенный» в статье [4] «подход» эффективно применимы для решения широкого круга вопросов, связанных с производственной деятельностью судоходных компаний. Однако они носят фрагментарный характер и не в полной мере реализуют принципы системного подхода.

2. В ходе проведенного исследования:

- установлена связь между различными условиями фрахтового рынка и показателями критического и порогового количества грузов в загрузке судна (рис. 1);
- разграничены и определены понятия «безубыточного» и «коммерчески приемлемого» количества грузов в загрузке судна (рис. 2);
- рассмотрены аналитический (2)-(12) и графический (рис. 3; 4) способы обоснования показателей критической коммерчески целесообразной загрузки судна и критической величины дохода;
- уточнён порядок определения критических величин (12)-(15), находящихся в функциональной зависимости от вышеуказанных показателей (рис. 5);
- сформулирована постановка задачи и формализован процесс принятия решений по установлению критических ставок фрахта при эксплуатации судна в трамповом судоходстве (16)-(24);
- определено понятие «запаса чартерной безопасности» или «зоны чартерной безубыточности» (25)-(27).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ревенко В.Л., Кириллова Е.В., Шibaев А.Г. Определение коммерчески оправданной загрузки судна при линейной форме судоходства // Проблемы підвищення ефективності інфраструктури: Зб. наук. праць. – Київ: НАУ, 2003. – С. 113-124.
2. Кириллова Е.В. Коммерчески целесообразная загрузка судна // Наука і освіта 2004: Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції (10-25 лютого 2004 р.). Т. 62. Технічні науки. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2004. – С. 60-63.
3. Кириллова Е.В. Организация и управление работой судов в ролкерной транспортно-технологической системе: Дис. канд. техн. наук: 05.22.01. – Одесса, 2005. – 229 с.
4. Лапкина И.А., Семенчук Е.Л. Особенности принятия решений на фазах жизненного цикла проекта развития судоходного предприятия // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць. – Одесса: ОНМУ, 2006. – Вип. 16. – С. 110-123.
5. Финансовый менеджмент: теория и практика: Учебник / Под ред. Е.С. Стояновой. – 5-е изд. – М.: Изд-во «Перспектива», 2000. – 656 с.

Надійшла 22.03.07

## ОБОБЩЕННАЯ МОДЕЛЬ СПЕКТРАЛЬНОГО ПРЕДСТАВЛЕНИЯ МОРСКОГО НЕРЕГУЛЯРНОГО ВОЛНЕНИЯ

*В статье предложены обобщения техники спектрального моделирования морского нерегулярного волнения, которые включают использование: 1) двухпиковых частотных спектров для энергонесущей части волнения; 2) специальной схемы оптимальной дискретизации частотной полосы при расчете реализаций волновой поверхности на квазистационарных пространственно-временных интервалах; 3) насыщения волновой поверхности нелинейными кратными гармониками. Указана методология расчета во временной области реакции судов на нерегулярном волнении, в которой предложенная схема может быть использована.*

*Ключевые слова:* морские волны, нерегулярность, спектральные модели, частотные спектры, нелинейность, реакции судов.

Современные методы расчета динамики судов на морском нерегулярном волнении базируются на двух фундаментальных теориях – линейной гидродинамической теории качки судов на регулярных волнах, основы которой были заложены в работах А.Н. Крылова и М.Д. Хаскинда [1; 2], и спектральной теории линейных динамических систем, разработанной, в частности, усилиями А.Я. Хинчина, А.М. Яглома и др. [3; 4; 5]. С их помощью было успешно решено много важных задач прочности и мореходности судов в условиях волнения и качки в море [5]. В то же время с конца прошлого столетия усилился поток публикаций, в которых подчеркивалась роль нелинейных эффектов в процессах качки и волновых нагрузках при возрастании крутизны волн или увеличении скорости движения судов [6-8]. В настоящее время уже практически никто не ставит под сомнение необходимость разработки более общей нелинейной теории динамики судов на нерегулярном волнении. Однако, к сожалению, исследователей ждут на этом пути серьезные трудности, связанные в первую очередь с необходимостью гидродинамического моделирования нелинейных и нерегулярных процессов и волновых полей.

Первой задачей, которая требует решения в данном направлении, является разработка нелинейных гидродинамических моделей нерегулярного ветрового волнения на временных интервалах порядка 30-35 мин. – так называемых интервалах квазистационарности нерегулярного волнения [9]. Эти интервалы являются достаточными для получения адекватной кратковременной статистики на основе обработки реализаций нерегу-

лярных процессов. К настоящему времени предпринимались усилия по разработке нелинейных моделей, например, разработка нелинейных групповых моделей нерегулярного волнения [8], нелинейное квадратичное обобщение спектральной техники [10] и др. В публикации автора [11] был намечен в общих чертах новый численно-аналитический метод в решении данной задачи, который включает следующие основные этапы. На первом этапе в начальный момент времени (при заданном режиме нерегулярного волнения) с использованием линейной спектральной техники моделируется нерегулярная волновая поверхность. Далее волновая поверхность наполняется нелинейными эффектами – фактически кратными связанными гармониками, формирующими характерные для ветровых волн укрупненные и асимметричные гребни (на основе результатов, полученных при разработке групповых моделей ветровых волн [8]). На следующем этапе для полученной таким образом волновой поверхности методом полуобратной задачи [8; 12] выполняется расчет поверхностного поля скоростей частиц жидкости, а с помощью общих методов гидродинамики [2; 5] восстанавливаются и полные поля скоростей и давлений по глубине жидкости. Наконец, численным интегрированием нелинейных уравнений гидродинамики волн на воде определяется волновая поверхность на новом временном шаге, и затем процедура расчета, начиная с определения поля скоростей и давлений, повторяется. Метод допускает итерационные процедуры на каждом этапе для повышения точности расчетов и улучшения сходимости результатов.

Разработка такой гидродинамической модели нерегулярного волнения позволяет по-новому ставить и численно решать во временной области задачи качки, слеминга и волновой вибрации судов на нерегулярном волнении с учетом нелинейных эффектов, определять вероятностные характеристики непосредственной обработкой полученных численно реализаций на интервалах квазистационарности без привлечения допущений и упрощений, характерных для существующей в настоящее время технологии расчетов [5;10].

Целью данной статьи является реализация первых двух этапов в данном методе – обобщение спектрального представления волновой поверхности в начальные моменты времени и насыщение ее кратными равновесными гармониками с учетом важных физических и вычислительных особенностей задачи. В частности, это касается более корректного учета распределения энергии волн по частотам в энергонесущей части спектра, оптимизации процедуры компьютерных вычислений волновой поверхности при суммировании элементарных гармоник в спектре, а также описания профилей крутых ветровых волн.

Учитывая относительно слабую трехмерность волновой поверхности для интенсивных режимов морского ветрового волнения, будем рассматривать одномерные частотные спектры, которые позволяют моделировать плоское или, другими словами, двухмерное нерегулярное волне-

ние. Эти модели, как показывает опыт расчетов [5], дают несколько завышенные расчетные оценки для реакций судов, обеспечивая, таким образом, запас в безопасную сторону. Вопрос учета эффектов трехмерности ветровых волн может быть затем изучен в рамках техники, развитой для плоских нерегулярных волн.

Таким образом, будем рассматривать двухмерное нерегулярное волнение и в качестве основных характеристик волнового режима, как это общепринято [5; 9;10], используем параметры:  $h_s$  – значительную высоту волн и  $T_c$  – средний спектральный период волн. Вообще говоря, существует статистика, связывающая эти характеристики нерегулярного волнения определенными соотношениями, например,  $h_s = aT_c^b$  (где для Средиземного моря  $a = 0,060$ ,  $b = 2,0$  [13] и Северо-Западной Атлантики  $a = 0,0825$ ,  $b = 2,128$  [14]), а также обратные соотношения вида  $3,2\sqrt{h_s} < T_c < 3,6\sqrt{h_s}$  [15] и ряд других. Такие соотношения полезны при выполнении систематических расчетов волновых реализаций.

Многочисленные примеры частотных спектров морского нерегулярного волнения показывают, что в большинстве случаев они являются многопиковыми [9; 16; 17], причем в задачах расчета реакций судов на волнении основную роль играют пики (максимумы) в низкочастотной энергонесущей области спектра. Отметим, что многопиковость спектров может быть обусловлена, как простыми наложениями различных волнений или ветрового волнения и зыби [9], так и динамическим формированием в штормовой области волновых систем за счет различных механизмов волнообразования (Майлза, Филлипса, нелинейных резонансов в волновом поле) [16].

Многопиковость спектра в его энергонесущей части имеет важное значение при моделировании реализаций нерегулярной волновой поверхности и поэтому обратимся к двухпиковым аналитическим представлениям частотных спектров, включающим два парциальных спектра в основной энергонесущей области частотной полосы. Следуя работе [17], в качестве парциальных спектров используем спектры JONSWAP, которые являются модификацией известных спектров Пирсона-Московица за счет дополнительных множителей Хассельмана  $\gamma_H$ . Эти множители увеличивают остроту спектрального пика, что более характерно для интенсивных режимов волнения, не достигших стадии полного энергетического насыщения. Отметим, что существуют, вообще говоря, и другие способы аналитического представления двухпиковых спектров [9;14], однако предложения работы [17] представляются наиболее оптимальными для данной задачи.

Далее будем исходить из типичной ситуации, когда основной парциальный спектр  $S_1(\sigma)$  расположен на более низких частотах, а второй



менее энергоемкий спектр  $S_2(\sigma)$  – на более высоких частотах [14; 17]. Отношение максимумов парциальных спектров будем характеризовать величиной  $R_S = S_1^{\max}(\sigma) / S_2^{\max}(\sigma)$ , а отношение средних спектральных периодов парциальных спектров волнения – величиной  $R_T = T_{c2} / T_{c1}$ . Физически параметр  $R_S$  характеризует отношение интенсивностей волновых систем в зоне шторма, а параметр  $R_T$  – их взаимное расположение на частотной полосе. Четыре новых параметра  $\gamma_{H1}, \gamma_{H2}, R_S, R_T$  следует рассматривать как дополнительные характеристики нерегулярного волнового режима, детализирующие распределение энергии по частотам в низкочастотной области спектра. При этом значения отношений  $R_S$  и  $R_T$  легко определить, располагая экспериментальными спектрами для данного режима волнения. Оценочно указанные параметры примерно равны  $\gamma_H \approx 2 \dots 5$ ,  $R_S \approx 1, 2 \dots 2, 0$ ,  $R_T \sim 1, 2 \dots 1, 5$  [17].

Таким образом, для полного частотного спектра  $S_w(\sigma)$  можно записать

$$S_w(\sigma) = S_1(\sigma) + S_2(\sigma), \quad (1)$$

где парциальные спектры  $S_j(\sigma)$ ,  $j = 1; 2$  равны

$$S_j(\sigma) = S_j^{PM}(\sigma) \gamma_{Hj}^{\nu_j(\sigma)}. \quad (2)$$

Спектры Пирсона-Московица  $S_j^{PM}(\sigma)$  в (2) определяются известным выражением [5; 14]

$$S_j^{PM}(\sigma) = 0.11 \left( \tilde{h}_{s_j} \right)^2 \tilde{T}_{c_j} \left( \tilde{\sigma}_j \right)^{-5} \exp \left[ -0.44 \left( \tilde{\sigma}_j \right)^{-4} \right], \quad (3)$$

где  $\tilde{\sigma}_j = \frac{\sigma}{2\pi} \tilde{T}_{c_j}$  – нормированная круговая частота  $\sigma$  для каждого спектра, а  $\tilde{h}_{s_j}$  и  $\tilde{T}_{c_j}$  – скорректированные на учет множителей Хассельмана  $\gamma_{Hj}$  значительная высота волн и средний спектральный период парциальных спектров, определяемые выражениями [17; 18]

$$\tilde{h}_{s_j} = \frac{h_{s_j}}{F_{hj}}, \quad \tilde{T}_{c_j} = \frac{T_{c_j}}{F_{Tj}}, \quad j = 1; 2. \quad (4)$$

Корректирующие величины  $F_{H_j}, F_{T_j}$  в (4) зависят от множителей Хассельмана  $\gamma_{H_j}$  и с использованием аппроксимаций, полученных в работе [18], могут быть представлены в виде

$$\begin{aligned} F_{H_j} &= \left( 0,11661 + 0,01581\gamma_{H_j} - 0,00065\gamma_{H_j}^2 \right) / 0,13177, \\ F_{T_j} &= \left( 1,49 - 0,102\gamma_{H_j} + 0,0142\gamma_{H_j}^2 - 0,00079\gamma_{H_j}^3 \right) / 1,40141. \end{aligned} \quad (5)$$

В свою очередь параметры парциальных спектров Пирсона-Московица  $h_{s_j}$  и  $T_{c_j}$  в (3) определяются через значительную высоту волн и средний спектральный период волн полного спектра  $h_s$  и  $T_c$  в виде [17].

$$h_{s_1} = h_s \sqrt{\frac{1}{1 + R_h^2}}, \quad h_{s_2} = h_s \sqrt{\frac{R_h^2}{1 + R_h^2}}; \quad (6)$$

$$T_{c_1} = T_c T_{c_0}, \quad T_{c_2} = T_c \frac{T_{c_0}}{R_T}, \quad T_{c_0} = \frac{R_T + R_h^2}{1 + R_h^2}, \quad (7)$$

где величина отношения  $R_h = h_{s_1} / h_{s_2}$  определяется через основные отношения формулой  $R_h = \sqrt{R_s / R_T}$ .

Наконец, показатели степени  $\nu_j(\sigma)$ ,  $j = 1, 2$  в множителях Хассельмана  $\gamma_{H_j}$  в (2) равны [5; 14]

$$\nu_j(\sigma) = \exp \left[ \frac{-\left( \sigma_{mj} \tilde{\sigma}_j - 1 \right)^2}{2\beta_j^2} \right], \quad \beta_j = \begin{cases} 0,07; & \tilde{\sigma}_j \leq \frac{1}{\sigma_{mj}}, \\ 0,09; & \tilde{\sigma}_j > \frac{1}{\sigma_{mj}}, \end{cases} \quad (8)$$

где величины  $\sigma_{mj} = 1,4014 F_{T_j}$ , определяют безразмерную частоту максимумов парциальных спектров Пирсона-Московица.

Типичный пример аппроксимации двухпикового спектра показан на рис. 1.

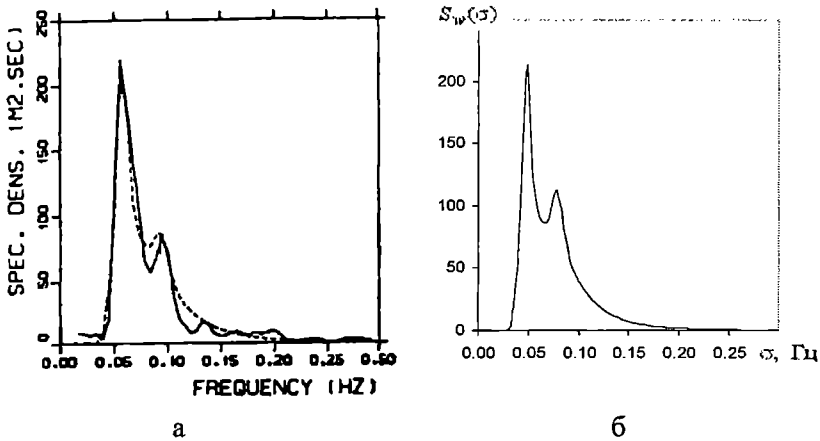


Рис. 1. Пример аппроксимации двухпикового частотного спектра; а – экспериментальный спектр [17], б – расчетный спектр

Рассмотрим теперь процедуру расчета пространственно-временных реализаций волновой поверхности для нерегулярного волнения на интервалах квазистационарности (по времени порядка 30 мин.). Обычно для этой цели частотная полоса дискретизируется с некоторым достаточно малым равномерным шагом  $\Delta\sigma$ , так что спектр  $S_w(\sigma)$  преобразуется в линейчатый с заданным числом элементарных гармоник  $N \gg 1$ . При этом опыт расчетов показал [19–22], что для интервалов квазистационарности следует принимать  $N \sim 10^3$ , что приводит к значительному времени расчета волновых ординат, поскольку для расчета значений ординат с шагом, кажем, в 0,5 с необходимо в десятках тысяч точек по времени суммировать тысячи элементарных гармоник в спектре. Поэтому в литературе были разработаны специальные приемы, которые позволяют получать репрезентативные реализации волновой поверхности (в смысле отсутствия повторяющихся фрагментов на реализациях, которых, естественно, нет на реальных волнограммах нерегулярного волнения) при использовании порядка 100–150 гармоник, что может считаться уже вполне приемлемым при выполнении численных расчетов на персональных компьютерах.

Один из таких приемов, предложенный в работе [21], состоит в выборе неравномерного разбиения на частотные интервалы  $\Delta\sigma_j$  с большей концентрацией частот  $\sigma_j$  в энергонесущей части спектра, а также дополнительной рандомизацией частот  $\sigma_j$ , на которых затем формируется линейчатый спектр  $S_w(\sigma_j)$ . Соответствующий алгоритм включает

следующие шаги [21]. Сначала определяется равномерный частотный интервал  $\Delta\sigma = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / N$ , где частоты  $\sigma_{\min}, \sigma_{\max}$  определяют границы частотной полосы и  $N \sim 10^2$ . Далее определяются неравномерные частные интервалы  $\Delta\sigma_j$  по формуле  $\Delta\sigma_j = [\sigma'_j - \sigma'_{j-1}]$ ,  $j = 1; 2; \dots; N$ , где  $\sigma'_0 = \sigma_{\min}$ ,  $\sigma'_1 = \sigma_{\min} + \Delta\sigma$  и  $\sigma'_j = \sigma'_{j-1} \cdot C_N$  с множителем  $C_N = \sqrt[N-1]{\sigma_{\max} / \sigma'_1}$ . Эти формулы обеспечивают большую концентрацию частот  $\sigma'_j$  в низкочастотной энергонесущей части спектра. На завершающем этапе выполняется дополнительная рандомизация неравномерных частот  $\sigma'_j$  в виде  $\sigma''_j = \text{rand}[\sigma'_{j-1}, \sigma'_j]$ ,  $j = 1; 2; \dots; N$ , а окончательные значения дискретных частот и интервалов определяются в виде  $\sigma_j = (\sigma''_j + \sigma''_{j-1}) / 2$  и  $\Delta\sigma_j = (\sigma''_j - \sigma''_{j-1})$ .

Амплитуды элементарных гармоник  $a_j$ , на которые расщепляется нерегулярное волнение в спектральной модели, определяются для полученных значений  $\Delta\sigma_j$  и  $\sigma_j$  по формуле

$$a_j = \sqrt{2} \cdot \sqrt{S_w(\sigma_j) \cdot \Delta\sigma_j}, \quad j = 1; 2; \dots; N. \quad (9)$$

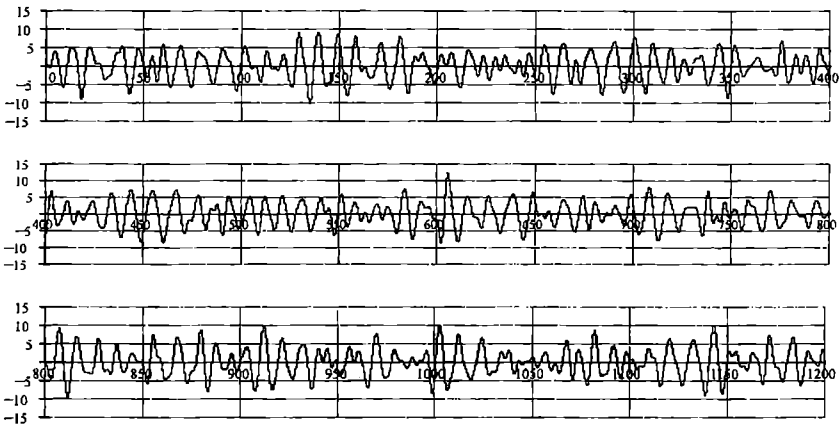
Кроме того, начальные фазы элементарных гармоник  $\alpha_j$  выбираются как случайные числа с равномерным распределением на интервале  $[0; 2\pi]$  [20–22]. Ординаты нерегулярной волновой поверхности, как функции времени  $t$  и продольной координаты  $x$ , рассчитываются по формуле линейного спектрального суммирования

$$\zeta_w(x, t) = \sum_{j=1}^N a_j \cos(\sigma_j t + k_j x + \alpha_j), \quad k_j = \sigma_j^2 / g. \quad (10)$$

Примеры расчета временных реализаций нерегулярного волнового поля согласно описанной выше схеме с использованием двухпикового спектра приведены на рис. 2, на которых, заметим, достаточно хорошо видны группы интенсивных волн.

Для того чтобы наполнить далее волновую поверхность (10) кратными связанными гармониками, определяющими нелинейные эффекты волновых движений, надо сначала выделить в волновой поверхности огибающую амплитуд волн и модуляцию фазы. Это позволит определить далее локальные значения амплитуды, круговой частоты, волнового числа и

крутизны видимых волн, которые входят в нелинейные зависимости для кратных связанных гармоник в волновом профиле [8].



*Рис. 2. Пример расчета временной реализации волновой поверхности за 1200 с при  $h_s = 15$  м и  $T_c = 7,3$  с; (вертикальная шкала, м)*

Общим методом получения огибающей амплитуд и фазовой координаты для нерегулярного одномерного процесса является метод Гильберта [22; 23], согласно которому физический процесс  $\zeta_w(x)$  является действительной частью комплексного процесса  $[\zeta_w(x) + i\xi_w(x)]$ , в котором комплексная часть определяется интегральным преобразованием (Гильберта)

$$\xi_w(x) = \frac{1}{\pi} \text{v.p.} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\zeta_w(x')}{x' - x} dx'. \quad (11)$$

Тогда при представлении физического процесса в амплитудно-фазовом виде

$$\zeta_w(x) = a_w(x) \cos \theta(x), \quad (12)$$

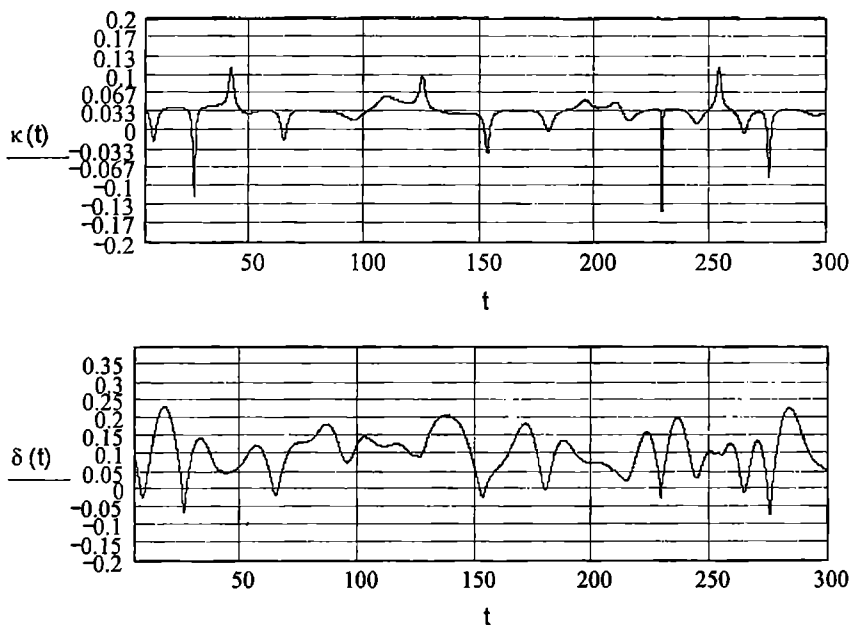
огибающая амплитуд  $a(x)$  и полная фаза  $\theta(x)$  будут равны [23]

$$a_w(x) = \left[ \zeta_w^2(x) + \xi_w^2(x) \right]^{1/2}, \quad \theta(x) = \text{arctg} \left( -\xi_w(x) / \zeta_w(x) \right) \Big|_{\text{mod } 2\pi}. \quad (13)$$

Расчеты по формулам в (11)-(13) можно выполнить при любом фиксированном значении времени  $t_r$ , т.е. получить зависимости  $a_w(x, t_r), \theta(x, t_r)$ .

Далее локальные значения круговой частоты  $\sigma(x, t_r)$ , волнового числа  $k(x, t_r)$  определяются через полную фазу по конечно-разностным формулам, исходя из соотношений  $\sigma = \partial\theta/\partial t, k = \partial\theta/\partial x$  с интервалами дискретизации по времени и продольной координате  $\Delta t$  и  $\Delta x$  [23]. В локальных характеристиках волн удобно выделить постоянное среднее значение и флюктуирующую составляющую в виде  $\sigma = \langle \sigma \rangle + \sigma_f(x, t)$ ,  $k = \langle k \rangle + k_f(x, t)$ ,  $\langle k \rangle = \langle \sigma \rangle^2 / g$ , а также определить локальное значение крутизны волнового склона  $\delta_w(x, t) = k(x, t)a(x, t)$ .

Пример расчета локальных характеристик волн показан на рис. 3. Как видно, требуется более тонкая методика для удаления резких скачков волнового числа и круговой частоты, связанных с перестройкой фазы на границах групп волн.



*Рис. 3. Результаты расчета локальных значений волнового числа и крутизны волнового склона для волновой реализации за 300 с.*

Второй этап метода связан с насыщением линейной волновой поверхности (10) кратными гармониками, обусловленными нелинейными эффектами волновых движений [8; 12], так что далее  $\zeta_w$  запишем в виде

$$\zeta_w(x, t) = \langle a \rangle \sum_{n=1}^M a_n \cos(n\theta_0 + \alpha_n), \quad M \sim 20 - 25, \quad (14)$$

где  $\theta_0 = \langle k \rangle x + \langle \sigma \rangle t$ ;  $\langle a \rangle = 0,31h_s$  – средняя амплитуда волн как размерный множитель;  $a_n(x, t)$ ,  $\alpha_n(x, t)$  переменные амплитуды и дополнительные фазы кратных гармоник, зависящие от локальных характеристик волн  $a, \sigma, k, \delta_w$ .

Зависимость (14) позволяет описывать укрупненные ветровые волны вплоть до стадии опрокидывания и обрушения гребней особо крутых волн в штормовой области, рис. 4.



*Рис. 4. Волновые профили ветровых волн на разной стадии деформирования гребней*

Амплитуды и дополнительные фазы кратных связанных гармоник в (14) зададим на основе решений для нелинейных групп волн методом многих масштабов [8] с использованием крутизны волн, полученной в рамках линейного приближения. В основном порядке учета возмущений по нерегулярности и нелинейности волн амплитуды  $a_n$  – как мультипликативные величины, и фазы  $\alpha_n$  – как аддитивные величины, запишутся так:

$$a_n = a_n^{nl} \cdot a_n^{ir}, \quad \alpha_n = \alpha_n^{nl} + \alpha_n^{ir}, \quad (15)$$

$$a_n^{nl} = \langle \delta \rangle^{n-1} \cdot \bar{a} \delta_w^{n-1} v_n(\delta_w^2), \quad a_n^{ir} = \sqrt{a_{nc}^2 + a_{ns}^2}; \quad (16)$$

$$\alpha_n^{nl} = [-\alpha_0 + (n-1)\alpha_1] + \Delta\alpha(x, t), \quad \alpha_n^{ir} = \psi + \arctg(a_{ns}/a_{nc});$$

где

$$v_n(\delta_w^2) = \begin{cases} \kappa_{n0}[1 + \kappa_{n1}\delta_w^2(1 - \kappa_{n2}\delta_w^2)], & n \leq 4; \\ \exp(l_{n0} + l_{n1}\bar{n} + l_{n2}\bar{n}^2), \quad \bar{n} = (n-5)/15, & n \geq 5; \end{cases} \quad (17)$$

$$a_{nc} = 1 + \gamma(n)\psi_x, a_{ns} = -\gamma(n)a_x/a; \quad \gamma(n) = \frac{1}{2}[1 + 3(n-1)]; \quad (18)$$

$$\Delta\alpha(x,t) = \sigma(x,t)[1 + (1 - \nu/2)\delta_w^2]t,$$

$$\nu = 1 - \left[ (a_{\max} - a_{\text{mod}}) / a_{\max} \right]^2. \quad (19)$$

Здесь обозначено  $\bar{a} = a/\langle a \rangle$ ,  $\langle \delta \rangle = \langle k \rangle \langle a \rangle$ ;  $\psi(x,t) = (\theta - \theta_0)$  – модуляционная составляющая фазы;  $\Delta\alpha(x,t)$  – нелинейная частотная поправка в фазе;  $a_{\max}$ ,  $a_{\text{mod}}$  – значения максимума огибающей амплитуд и глубины ее модуляции для данной группы волн;  $\alpha_0 \sim 0,2 - 0,3$ ;  $\alpha_1 \sim 0,7 - 0,9$  и, наконец,  $\kappa_{nj}$ ,  $j = 0; 1; 2$  и  $l_{nj}(\delta_w^2) \approx l'_{nj}(1 - l''_{nj}\delta_w^2)$ ,  $j = 0; 1; 2$  – параметры аппроксимаций.

Данные зависимости можно уточнить в рамках рекуррентной схемы, определив новую крутизну волнового склона  $\delta_w(x,t)$  для нелинейного волнового профиля согласно (14), и затем повторно пересчитав амплитуды и фазы кратных гармоник. На рис. 5 приведен пример расчета линейной волны (профиль 1), а также нелинейных волн после насыщения кратными связанными гармониками без учета сдвига фаз  $\alpha_n = 0$  (симметричный волновой профиль 2) и с учетом сдвига фаз в кратных гармониках (асимметричный укрупненный волновой профиль 3).

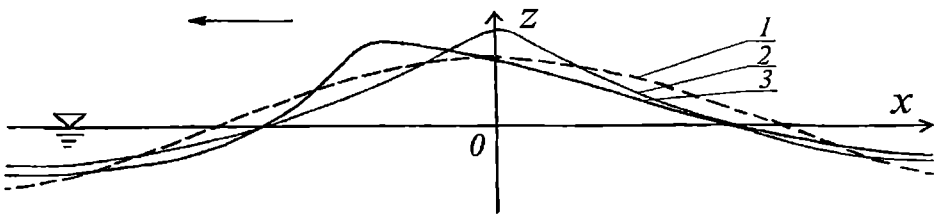


Рис. 5. Волновые профили в окрестности гребней линейной волны (1), симметричной нелинейной волны (2) и укрупненной ветровой волны (3) при крутизне 1/8

В завершение статьи приведем еще уравнения, которые необходимы на дальнейших этапах реализации метода. В первую очередь это полные граничные условия на волновой поверхности  $z = \zeta_w$  (для плоских волн)



$$\begin{aligned} \zeta_{wt} + \zeta_{wx} v_{wx}^s - v_{wz}^s &= 0, \\ \Phi_{wt} + \frac{1}{2} (v_{wx}^s{}^2 + v_{wz}^s{}^2) - g\zeta_w &= 0, \end{aligned} \tag{20}$$

где  $(v_{wx}, v_{wz}) = \text{grad } \Phi_w$  – проекции вектора волновых скоростей, а верхний индекс  $S$  указывает, что скорости определены на волновой поверхности.

Если далее выразить значение временной производной от потенциала скоростей  $\Phi_{wt}(\zeta_w)$  через продольную проекцию волновой скорости  $v_{wx}^s$ , то уравнения в (20) можно замкнуть в основном порядке относительно скоростей  $v_{wx}^s, v_{wz}^s$  и затем алгебраически определить эти скорости через волновой профиль, что и является частью метода полуобратной задачи [12].

Дополнительное уравнение, которое необходимо для расчета волновой поверхности на новом временном шаге после определения поля волновых скоростей, можно получить следующим образом. Проинтегрируем уравнение неразрывности для потенциала скоростей в волнах  $\Phi_{wxx} + \Phi_{wzz} = 0$  по вертикальной координате  $z$  в пределах  $(-\infty; \zeta_w]$  и тогда получим формулу

$$v_{wz}^s = - \int_{-\infty}^{\zeta_w} \Phi_{wxx} dz. \tag{21}$$

Взяв затем интеграл по частям и использовав первое граничное условие в (20), приведем формулу (21) к виду

$$\zeta_{wt} = - \frac{\partial \zeta_w}{\partial x} \int_{-\infty}^{\zeta_w} v_{wx} dz. \tag{22}$$

Численное интегрирование уравнения (22) позволяет получить волновой профиль на следующем временном шаге при известном поле волновых скоростей на предыдущем временном шаге.

### Выводы

1. Разработка нелинейных гидродинамических моделей для нерегулярного ветрового волнения – актуальная задача для современной корабельной гидродинамики, поскольку ее решение позволит далее продвигнуться и в решении других нелинейных задач качки, слеминга и волновой вибрации судов в условиях волнения в море.

2. Численный метод, основные положения которого рассмотрены в данной статье, позволяет моделировать динамику движения нерегулярных ветровых волн и определять их гидродинамические характеристики с учетом нелинейных эффектов в волновом профиле, поле скоростей и давлений на каждом временном шаге.

3. Нелинейные численные расчеты волнового профиля и реакций судна на интервалах квазистационарности дают возможность определять краткосрочные вероятностные характеристики непосредственно по полученным реализациям без использования дополнительных упрощающих предположений о характере распределений для волновых ординат и процессов реакции судна.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Крылов А.Н. *Общая теория качки корабля на волнении: Избранные труды.* – М.: Изд. АН СССР, 1958. – С. 7-92.
2. Хаскинд М.Д. *Гидродинамическая теория качки корабля.* – М.: Наука, 1973. – 327 с.
3. Яглом А.М. *Общая теория стационарных случайных функций // Успехи мат. наук.* – Т. VII. Вып. 5(51). – С. 10-168.
4. Хинчин А.Я. *Теория корреляции стационарных стохастических процессов // Успехи мат. наук.* – 1938. – Вып. 5. – С. 42-51.
5. *Principles of Naval Architecture. Volume III / Motions in Waves and Controllability // Publication by SNAME.* – N.Y., USA. – 1989. – 429 p.
6. *Dynamic Loading for Structural Analysis of Fine Form Container Ship Based on Non-Linear Large Amplitude Motions and Loads Method / Shiu Y-S., Chung J.S., Lin W.M., Zhang S., Engle A. // Trans. SNAME.* – 1997. – Vol. 105. – P. 127-154.
7. *Fonseca N., Soares C.G. Time-Domain Analysis of Large-Amplitude Vertical Ship Motions and Wave Loads // J. Ship Research.* – 1998. – Vol. 42. № 2. – P. 139-153.
8. Сердюченко А.М. *Нелінійні задачі гідродинаміки вітрових хвиль та суден в умовах морського хвилювання // Дис. на здобуття ступ. доктора фіз.-мат. наук.* – К.: Інститут гідромеханіки НАНУ, 2004. – 444 с.
9. Давидан И.Н., Лопатухин Л.И., Рожков В.А. *Ветровое волнение как вероятностный гидродинамический процесс.* – Л.: Гидрометеиздат, 1978. – 286 с.
10. *Jensen J.J., Pedersen P.T. Bending Moments and Shear Forces in Ships Sailing in Irregular Waves // J. Ship Research.* – 1981. – Vol. 25. № 4. – P. 243-251.

11. Сердюченко А.М. Нелінійна модель нерегулярного поля вітрових хвиль в розрахунках реакцій суден в морі // *Матеріали міжнародн. науково-техн. конференції «Безопасность мореплавания и ее обеспечение при проектировании и постройке судов».* – Николаев: НУК, 2004. – С. 42-43.
12. Сердюченко А.М. Гідродинаміка гранично крутих вітрових хвиль // *Доповіди НАН України.* – 2001. – № 8. – С. 35-41.
13. Cavaleri L., De Filippi P.L., Grancini G.F., Tosi R. *Extreme wave conditions in the Tyrrhenian sea* // *Ocean Enging.* – 1986. – Vol. 13. № 2. – P. 157-180.
14. *Внешние силы, действующие на плавучие сооружения и суда для освоения Мирового океана: Зарубежный опыт судостроения.* – Л.: ЦНИИ «Румб». – 1978. – 86 с.
15. Rossow J., Rossow M. *Re-evaluation of recommended design wave methods* // *Proceed. of 5-th Confer. COPEDEC'99.* – Cape Town, 1999. – P. 486-498.
16. Крылов Ю.М., Кузнецов В.В., Стрекалов С.С. *Системы поля ветровых волн* // *ДАН СССР.* – 1973. – Т. 208. – № 4. – С. 958-961.
17. Soares C.G. *Representation of double-peaked sea wave spectra* // *Ocean Enging.* – 1984. – Vol. 11. – № 2. – P. 185-207.
18. Chakrabarti S.K. *Technical Note: On the formulation of JON-SWAP spectrum* // *Appl. Osean Research.* – 1984. – Vol. 6. – № 3. – P. 175-176.
19. Tucker M.J., Challenor P.G., Carter D.J.T. *Numerical simulation of a random sea: a common error and its effect upon wave group statistics* // *Appl. Ocean Research.* – 1984. – Vol. 6. – № 2. – P. 118-122.
20. Takezawa S., Kasahara A. *On Statistical Properties of Artificial Irregular Water Waves* // *J. Kansai Soc. Naval Arch. Japan.* – 1984 – № 195. – P. 1-15.
21. Goda Y. *Numerical experiments on wave statistics with spectral simulation* // *Report of Port and Harbor Research Institute.* – 1970. – Vol. 9. № 3.
22. Bitner-Gregersen E.M., Gran S. *Local properties of sea waves from a wave record* // *Appl. Ocean Research.* – 1983. – Vol. 5. – № 4. – P. 210-214.
23. Melville W.K. *Wave modulation and breakdown* // *J. Fluid Mech.* – 1983. – Vol. 128. – P. 489-506.

Надійшла 06.02.07

## СИСТЕМА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ВО ВРЕМЕННОМ ПОЛЕ, ОПИСЫВАЮЩИХ ПРОДОЛЬНУЮ КАЧКУ СУДНА

*Рассмотрены составляющие системы линейных дифференциальных уравнений во временном поле, которые описывают продольную качку судна под действием произвольно изменяющихся во времени возмущающих силы и момента. Иллюстрационные расчеты выполнены для танкера проекта 005RST01 Морского инженерного бюро (г. Одесса).*

**Ключевые слова:** продольная качка, уравнения во временном поле, импульсный отклик.

Характеристики качки судна на регулярном волнении в рамках линейной теории описываются системой линейных дифференциальных уравнений второго порядка. В случае продольной качки система записывается в виде [1]

$$\sum_{j=1,3,5} \left\{ \left[ M_{kj} + a_{kj}(\sigma) \right] \ddot{X}_j + b_{kj}(\sigma) \dot{X}_j + c_{kj}(\sigma) X_j \right\} = x_{ka} \cos(\sigma t + \varepsilon_{ka}), \quad k=1,3,5. \quad (1)$$

Здесь индексы 1, 3 и 5 соответствуют продольно-горизонтальной, вертикальной и килевой качке;

$X_j$  – перемещения, соответствующие  $j$ -му виду колебаний с частотой  $\sigma$  ;

$a_{kj}(\sigma)$  – матрица коэффициентов присоединенной инерции;

$b_{kj}(\sigma)$  – матрица коэффициентов демпфирования;

$c_{kj}(\sigma)$  – матрица коэффициентов восстанавливающих сил;

$x_{ka}$  – амплитуда набегающего волнения;

$\varepsilon_{ka}$  – фазовый сдвиг между возмущающей силой и набегающим волнением;

$M_{kj}$  – матрица инерции судна;

$$M_{kj} = \begin{vmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & J_5 \end{vmatrix},$$

$M$  – масса судна;

$J_5$  – момент инерции масс судна относительно поперечной оси, проходящей через его центр тяжести.

Индексы  $kj$  определяют направление силы, соответствующей  $k$ -ой форме колебаний относительно перемещения в  $j$ -м направлении. Кроме гидростатических восстанавливающих сил  $c_{kj}$  при необходимости вводят восстанавливающие силы, которые продуцируются швартовными и якорными системами судна.

Система уравнений (1) определяет характеристики движения судна в «частотном поле». В случае, если возмущающие воздействия содержат комбинацию различных частот, следует перейти к описанию движения судна во «временном поле».

Для получения уравнений продольной качки судна во временном поле удобно использовать функцию памяти для представления зависящих от частоты колебаний инерционных коэффициентов и коэффициентов демпфирования. Эта функция называемая еще функцией импульсного отклика, имеет вид интеграла Дюамеля, или интеграла типа свертки [2]. Если отклик  $K(\tau)$  рассматриваемой линейной системы на импульс единичной интенсивности известен, то отклик  $x(t)$  этой системы на произвольное возмущающее воздействие  $X(t)$  можно определить из соотношения

$$x(t) = \int_0^{\infty} K(\tau) X(t - \tau) d\tau. \quad (2)$$

Аналогом системы (1), описывающей продольную качку судна на регулярном волнении, является дифференциальная система, которая во временном поле описывает продольную качку судна под действием возмущения, произвольно меняющегося во времени. Эта система записывается в виде

$$\sum_{j=1,3,5} \left\{ \left( M_{kj} + m_{kj} \right) \ddot{x}_j + \int_0^{\infty} K_{kj}(\tau) \dot{x}_j(t - \tau) d\tau + c_{kj} x_j \right\} = X_k(t), \quad (3)$$

где  $M_{kj}$  – матрица инерции судна;

$m_{kj}$  – матрица постоянных (независимых от частоты) коэффициентов присоединенной инерции;

$K_{kj}$  – матрица импульсных откликов линейной системы;

$\tau$  – сдвиг по времени;

$c_{kj}$  – матрица коэффициентов восстанавливающих сил;

$X_k(t)$  – переменная во времени возмущающая сила.

Огильви [3] получил выражение для матрицы импульсных откликов  $K_{ij}(t)$  в виде

$$K_{ij}(t) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} b_{kj}(\sigma) \cos \sigma t d\sigma. \quad (4)$$

Функция  $b_{kj}(\sigma)$  – зависящий от частоты коэффициент демпфирования, который входит в систему (1).

Независящий от частоты коэффициент присоединенной инерции вычисляется по формуле [2]

$$m_{kj} = a_{kj}(\sigma_0) + \frac{1}{\sigma_0} \int_0^{\infty} K_{ij}(t) \sin(\sigma_0 t) dt, \quad (5)$$

где  $a_{kj}(\sigma_0)$  – зависящий от частоты коэффициент присоединенной инерции из уравнения (1);

$\sigma_0$  – произвольная фиксированная частота из области реализуемых частот волнения.

Гидродинамические характеристики качки, которые входят в систему уравнений движения судна (1), детально изучены, известно большое число методик их практического расчета, основанных на разумном сочетании теоретических и экспериментальных данных. В то же время гидродинамические характеристики качки, фигурирующие в системе дифференциальных уравнений (2), мало известны широкому кругу специалистов. Цель настоящей работы состоит в том, чтобы представить эти характеристики, выполнив расчеты по формулам (4)-(5) на ЭВМ с помощью современных численных методов.

Для численной иллюстрации элементов дифференциальной системы (3) выбран случай движения судна по мелководному фарватеру на встречном (попутном) волнении.

Коэффициент демпфирования  $b_{kj}(\tau)$ , фигурирующий в формуле (4), определяется из решения линейной гидродинамической задачи о продольной качке тонкого судна, плавающего на мелководе без хода [4]. Такое предположение допустимо, поскольку наличие малой скорости хода судна достаточно учесть введением кажущихся частот колебаний, а ее влиянием на величину гидродинамических характеристик качки можно пренебречь.

Коэффициент демпфирования определяется по формуле

$$b_{ii}(\sigma) = 2 \frac{\rho \sigma \alpha}{\alpha H + sh \alpha H ch \alpha H} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} F_i(\xi) F_i(x) J_0[\alpha(x-\xi)] d\xi dx, \quad i=3,5, \quad (6)$$

где

$$F_i(x) = x^{\frac{i-3}{2}} \varphi(x), \quad \varphi(x) = \int_0^T \frac{\partial}{\partial \zeta} y(x, \zeta) ch(\zeta - T) d\zeta, \quad (7)$$

$y(x, z)$  – уравнение смоченной поверхности корпуса судна;  $H$  – глубина фарватера;  $\alpha$  – действительный положительный корень трансцендентного уравнения

$$\alpha th \alpha H = \frac{\sigma^2}{g}; \quad (8)$$

$\rho$  – плотность жидкости;  $J_0(u)$  – бесселева функция нулевого порядка первого рода действительного аргумента [5].

В практических расчетах используется представление формы корпуса судна в виде таблицы ординат. Учитывая, что численное дифференцирование может привести к большим погрешностям, целесообразно представить  $\varphi(x)$  в виде, содержащим функцию  $y(x, z)$ , а не ее производную. Выполнив в (7) интегрирование по частям,

обозначив  $\alpha H = u$  и вводя относительную частоту  $\nu = \sigma \sqrt{\frac{L}{g}}$ , получим

$$b_{33}(\nu) = \frac{\rho \sqrt{Lg} B^2 L^2 u \nu t}{8h \left[ \frac{u}{ch^2 u} + thu \right]} B_{33}(\nu); \quad b_{55}(\nu) = \frac{\rho \sqrt{Lg} B^2 L^2 u \nu t}{32h \left[ \frac{u}{ch^2 u} + thu \right]} B_{55}(\nu); \quad (9)$$

$$B_{33}(\nu) = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 f(\bar{x}) f(\bar{\xi}) J_0 \left[ \frac{u t}{2h} (\bar{x} - \bar{\xi}) \right] d\bar{\xi} d\bar{x};$$

$$B_{55}(\nu) = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \bar{x} f(\bar{x}) \bar{\xi} f(\bar{\xi}) J_0 \left[ \frac{u t}{2h} (\bar{x} - \bar{\xi}) \right] d\bar{\xi} d\bar{x} \quad (10)$$

$$f(\bar{x}) = 1 + \frac{u}{h_0} \int_0^{\bar{z}} y(x, z) \left[ sh \left( u \frac{z}{h} \right) - ch \left( u \frac{z}{h} \right) thu \right] d\bar{z}, \quad (11)$$

где  $y(x, z) = \frac{B^-}{2} y^-(x, z)$ ,  $x = \frac{L^-}{2} \bar{x}$ ,  $z = Tz$ ,  $h = \frac{H}{T}$ ,  $t = \frac{L}{T}$ .

Учитывая выполненные преобразования, формулу  $K_{ij}(t)$  можно переписать в виде

$$K_{33}(\tau) = \frac{\gamma}{4\pi h} \frac{t}{B^2} \int_0^\infty \frac{uv B_{33}(v)}{\frac{u}{ch^2 u} + thu} \cos v\tau dv; \tag{12}$$

$$K_{55}(\tau) = \frac{\gamma}{16\pi h} \frac{t}{B^2 L^2} \int_0^\infty \frac{uv B_{55}(v)}{\frac{u}{ch^2 u} + thu} \cos v\tau dv.$$

Здесь  $\tau$  - относительное время  $\tau = t \sqrt{\frac{g}{L}}$ .

Для упрощения алгоритма и повышения точности вычислений выполним в интеграле  $I = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \psi(\bar{x}) \psi(\bar{\xi}) J_0 [s(\bar{x} - \bar{\xi})] d\bar{\xi} d\bar{x}$  замену переменных  $\bar{x} = \bar{x}$ ,  $\bar{x} - \bar{\xi} = \bar{w}$ . Полагая, что  $\psi(\bar{x} - \bar{w}) \equiv 0$ , если  $|\bar{x} - \bar{w}| > 1$ , удается придать двойному интегралу  $I$  форму, удобную для вычисления (рис. 1)

$$I = \int_{-2}^2 J_0 [s \cdot \bar{w}] \int_{-1}^1 \psi(\bar{x}) \psi(\bar{x} - \bar{w}) d\bar{x} d\bar{w}. \tag{13}$$

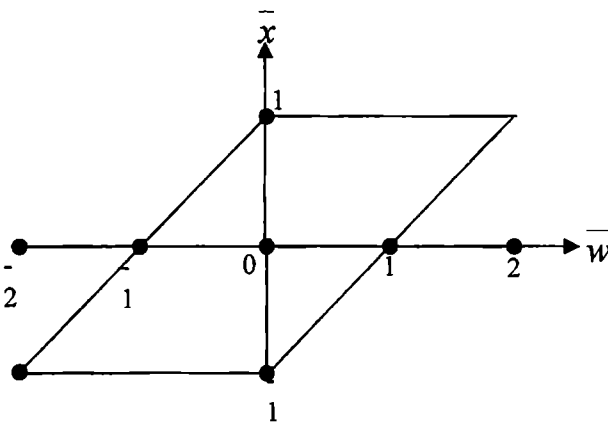


Рис. 1. Область определения функции  $\psi(\bar{x} - \bar{w})$  из (13)



В качестве расчетного судна принят танкер проекта 005 RST01, разработанного Морским инженерным бюро (г. Одесса). Судно имеет следующие размещения и коэффициенты полноты:

- длина судна по КВЛ
- $L = 132,0$  м;
- ширина судна  
 $B = 16,6$  м;
- осадка судна
- $T = 4,30$  м;
- коэффициент общей полноты
- $\delta = 0,889$ ;
- коэффициент полноты площади КВЛ
- $\alpha = 0,960$ .

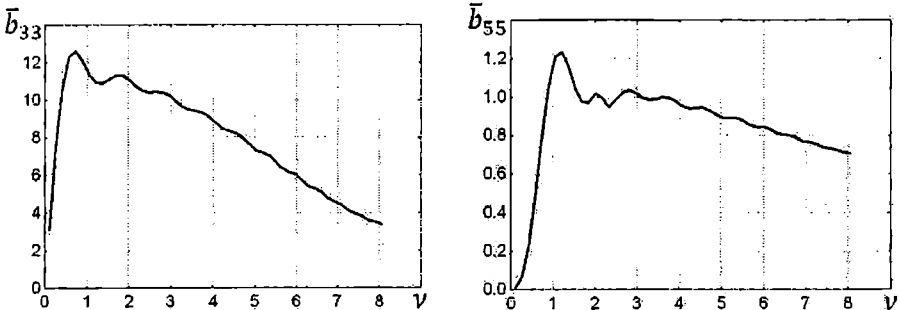
Рассмотрим два значения глубины фарватера

$$H = 5,0 \text{ м} \left( \frac{H}{T} = 1,15 \right) \text{ и } H = 5,6 \text{ м} \left( \frac{H}{T} = 1,3 \right).$$

На рисунках 2-5 приведены зависимости относительных значений

$$\bar{b}_{33}(\nu) = \frac{b_{33}(\nu)\sqrt{gL}}{\rho g L B T \delta}, \quad \bar{b}_{55}(\nu) = \frac{b_{55}(\nu)\sqrt{gL}}{\rho g L^3 B T \delta},$$

$$\bar{K}_{33}(\tau) = \frac{K_{33}(\tau)}{\gamma \alpha L B} \quad \text{и} \quad \bar{K}_{55}(\tau) = \frac{K_{55}(\tau)}{\gamma \alpha L^3 B}.$$



*Рис. 2. Относительное демпфирование вертикальной и килевой качки при  $H/T = 1,15$*

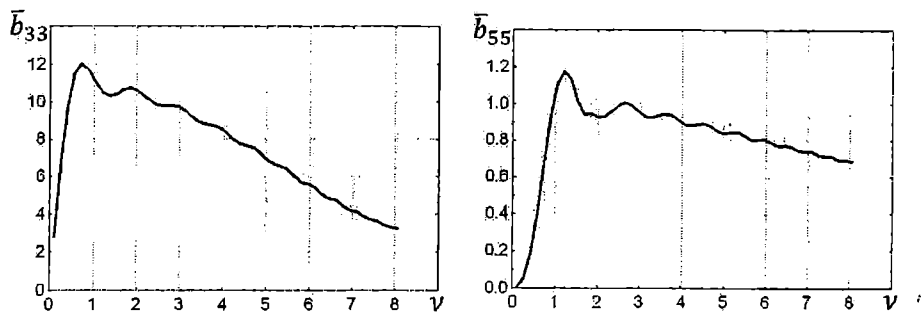


Рис. 3. Относительное демпфирование вертикальной и килевой качки при  $H/T = 1,3$

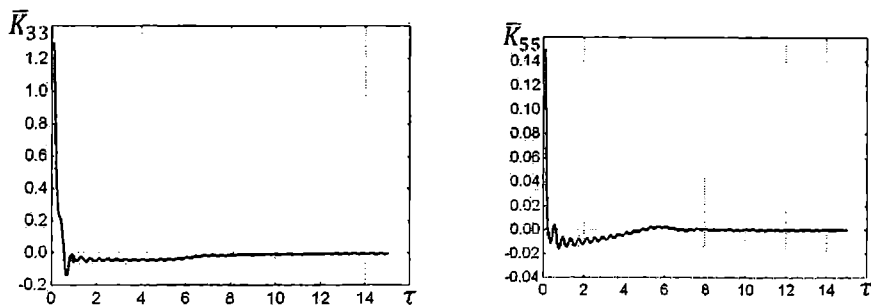


Рис. 4. Относительный импульсный отклик для вертикальной и килевой качки при  $H/T = 1,15$

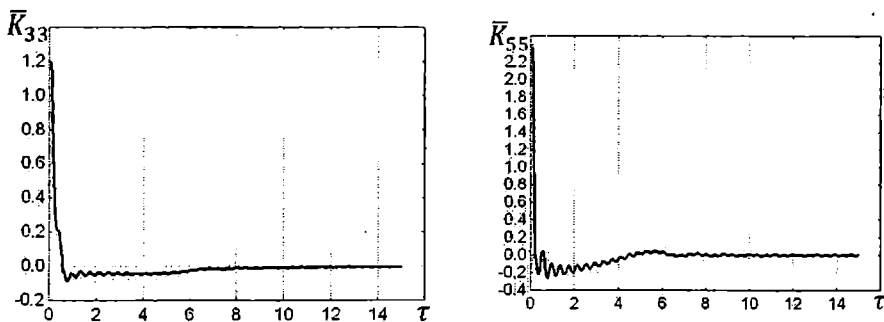


Рис. 5. Относительный импульсный отклик для вертикальной и килевой качки при  $H/T = 1,3$

Из рисунков 2, 3 видно, что зависимости относительных коэффициентов демпфирования  $\bar{b}_{33}$  и  $\bar{b}_{55}$  близки по форме для различных значений относительной глубины фарватера. То же самое можно сказать и об относительных величинах импульсных откликов  $\bar{K}_{33}(\tau)$  и  $\bar{K}_{55}(\tau)$  (см. рис. 4, 5).

Следует заметить, что для значительного мелководья  $\left(\frac{H}{T}\right) \leq 1.3$  импульсный отклик имеет специфическую форму зависимости от величины сдвига  $\tau$  по времени. Функции  $\bar{K}_{ij}(\tau)$  имеют максимальную плотность импульсов при малых значениях времени сдвига  $\tau$ .

### ЛИТЕРАТУРА

1. Хаскинд М.Д. Гидродинамическая теория качки корабля. – М.: Наука, 1973. – 327 с.
2. Cummins W.E. The impulse response function and ship motions, *Schiffstechnik*. Vol. 47. № 9. 1962. P. 101-109.
3. Ogilvie T.F. Recent progress towards the understanding and prediction of ship motions. *Fifth Symposium of Naval Hydrodynamics, Bergen, 1964*.
4. Воробьев Ю.Л. Потенциал скоростей жидкости при продольной качке тонкого судна на мелководье // *Известия АН СССР. – МЖГ. – 1979. – № 1. – С. 204-208*.
5. Корн Г., Корн Т. *Справочник по математике для научных работников и инженеров*. М.: Наука, 1968. – 720 с.

Надійшла 15.02.07

## **ОЦЕНКА РЕЗЕРВОВ ЖИВУЧЕСТИ КОРПУСОВ С ТРЕЩИНАМИ В ОСНОВНЫХ ПРОДОЛЬНЫХ СВЯЗЯХ**

*Обоснована возможность временной эксплуатации корпусов с трещинами в основных продольных связях с использованием специальных диаграмм живучести.*

*Ключевые слова: трещина, живучесть, механика разрушения, торможение трещин, конструктивный барьер, эквивалентный брус, метод конечных элементов, ремонт, модернизация.*

1. Правила классификационных обществ категорически запрещают эксплуатацию судов с трещинами в основных продольных связях корпусов.

Это жесткое требование справедливо в принципиальной своей части, поскольку стимулирует тщательность процесса дефектации судов корпусов, но не выполнимо практически.

Многие суда эксплуатируются длительное время с необнаруженными трещинами в труднодоступных местах, а после обнаружения трещин всегда проходит некоторое, иногда значительное, время до их устранения или ремонта.

Поэтому целесообразно поставить вопрос о возможности эксплуатации судов с трещинами, даже в основных продольных связях, т.е. с контролируемой живучестью корпусов, когда трещины развиваются медленно и не превышают критической длины  $l_{кр}$ . Этот принцип широко используется в практике эксплуатации различных сооружений, включая авиацию.

Для судовых корпусов бесспорно не допустимы трещины в конструкциях наружной обшивки и прилегающего к ней набора, обеспечивающих герметичность.

Но в таких продольных связях, доступных для постоянного контроля, как длинные палубные надстройки, внутренние части продольного днищевого набора, отделенные от наружной обшивки конструктивными барьерами, можно обоснованно допустить эксплуатацию до планового ремонта, на основе построенных для них диаграмм живучести,

определяющих время роста трещины с начальной ее длины  $l_0$  до критического значения  $l_{кр}$ .

Так, для 8 корпусов ж.д. паромов типа «Советский Дагестан» на основе построенных диаграмм живучести для многих узлов длинных палубных надстроек, удалось продлить эксплуатацию каждого из этих экспрессных судов на время до плановых сроков ремонта и модернизации дефектных узлов с трещинами [1].

В настоящей статье обоснована возможность эксплуатации судов типа «Славутич» с трещинами в верхних частях днищевых связей после их неудачной модернизации.

2. Т/х «Славутич» (проект Д-080М, 1980г), – это однопалубное грузовое судно-площадка, двухвинтовое, с продольной переборкой в ДП, надстройкой и МКО – в корме, с одинарным днищем и палубой, предназначенное для перевозки насыпных грузов, не боящихся подмочки, контейнеров и тяжеловесов и имеет следующие характеристики:

класс «М-СП – 2,5» Речного Регистра;  $L_{\perp} = 105,2$  м;  $B = 16,0$  м;  $D = 4$  м (4,32 м в ДП);  $d = 3,2$  м;  $C_B = 0,857$ ;  $\Delta_{zp} = 4544$  т,  $v = 10$  узлов.

Продольные связи корпуса до и после модернизации представлены на рис. 1 а и 1 б.

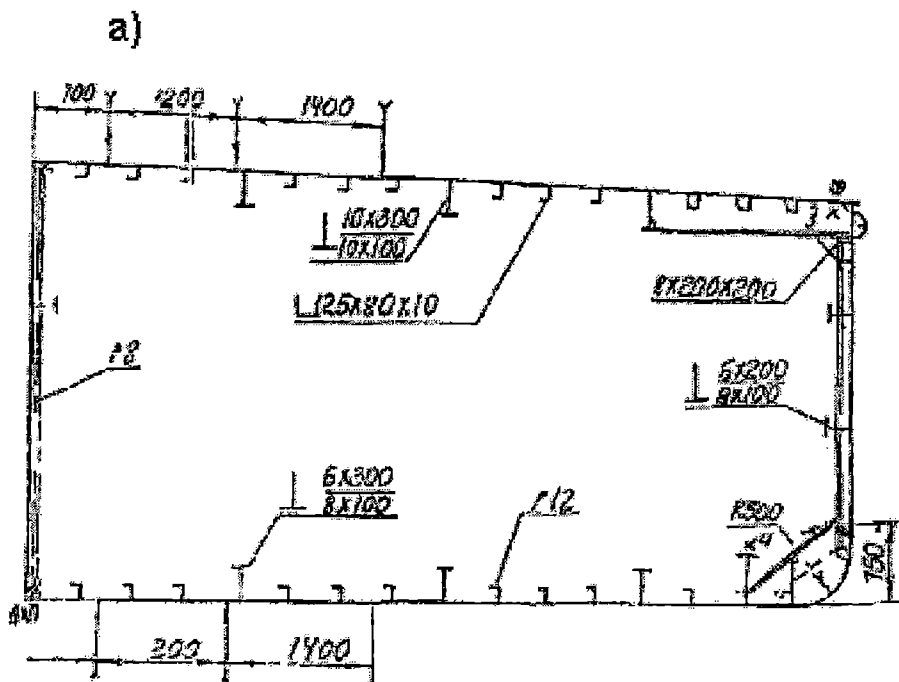


Рис.1 а. Продольные связи корпуса до модернизации

б)

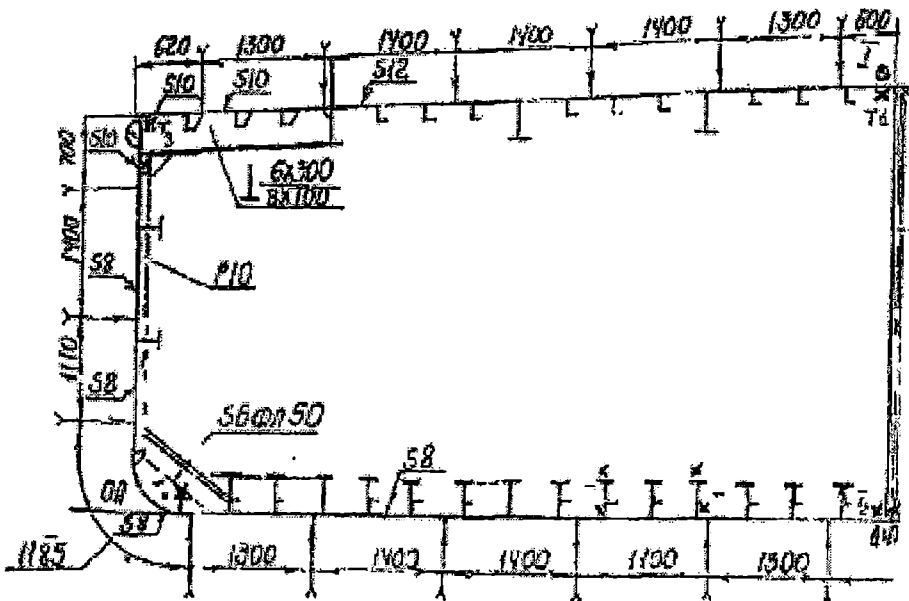


Рис.1 б. Продольные связи корпуса после модернизации

Процесс модернизации судов типа «Славутич» имеет достаточно длительную историю. Первоначально эти суда были спроектированы с классом «М-ПР», а в 1991 – 13 судов были переклассифицированы на класс «М-СП» с ограничением расчетной высоты волны  $h_{3\%} \leq 2,5$  м из-за заливаемости и подкреплены следующим образом:

- в средней части судна (28-165 шп.) на продольные днищевые ребра из полособульба № 12 были приварены дополнительные тавровые профили (стенка 8х180 мм, поясok 10х150 мм), всего 24 тавра с общей площадью  $\Delta F = 29,4 \cdot 24 = 705,6 \text{ см}^2$ ;
- усилены карлингсы в районе – 100-188 шп. (МКО);
- установлены скуловые кили общей площадью 15 м<sup>2</sup> с длиной 52,6м.

В 1-м варианте модернизация (исходная конструкция узла пересечения продольного ребра с поперечной переборкой – рис. 2), была осуществлена в виде рис. 3 с сохранением книц размером 6х200х200. Надежность этого узла оказалась недостаточной из-за появления трещин в опорных сечениях книц и в 1996 г. этот узел был модернизирован с увеличением размеров книц (рис. 4).

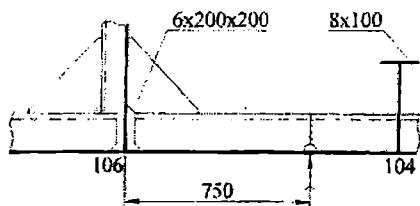


Рис. 2. Исходный вариант ребра

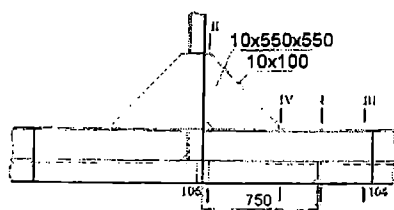


Рис. 4. 2-й вариант модернизации

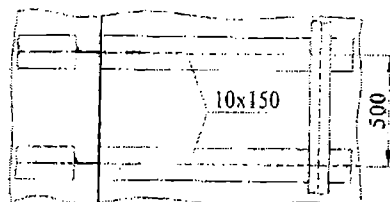
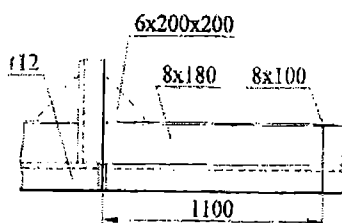


Рис. 3. 1-й вариант модернизации

На рис. 4 показаны четыре потенциально опасных сечения продольных ребер:

I – по кольцевому монтажному шву, включающему наружную обшивку и продольные ребра.

II – по шву, соединяющему кницу с переборкой.

III – по стыковому шву, дополнительного таврового профиля в месте соединения с пояском и стенкой флора.

IV – в зоне концентрации напряжений в месте окончания кницы.

После модернизации наименее надежными в эксплуатации оказались сечения типа III в местах соединения многочисленных дополнительных ребер таврового сечения с поясками флора, установка и сварка которых осуществлялась в сложных силовых условиях с большим количеством дефектов в стыковых сварных швах.

Потенциально опасным явилось и сечение I по кольцевому монтажному шву из-за возможного износа и дефектов сварного шва.

В первые же годы после модернизации 1991 г. в сечениях III-го типа были зафиксированы десятки трещин в поясках с достаточно медленным переходом на стенку тавровых дополнительных ребер. Однако не было выявлено случаев перехода трещин через головку полосульба № 12, который выполнял роль своеобразного конструктивного барьера на пути их распространения.

Две комиссии Укрецфлота в 1995 г. и 1997 г. установили, что основной причиной появления трещин явились дефекты сварных стыковых швов в этих узлах, поэтому они устранялись при ближайшем ремонте путем вырубки шва с последующим его восстановлением.

Учитывая большое количество трещин и продолжительность периода «выжигания дефектов» сварных швов, целесообразно было разрабо-

тать инструкцию по контролю живучести корпуса с трещинами в днищевых продольных связях на основе механики разрушения и известного современного принципа «контролируемой живучести конструкций с трещинами», учитывая доступность их для осмотра днищевых конструкций при пустых балластных отсеках в процессе эксплуатации, когда корпус находится в полном грузу при общем прогибе с растянутым на тихой воде днищем, трещины при этом раскрываются и легко фиксируются.

Для реализации такого принципа необходимо построить диаграммы живучести днищевых конструкций с трещинами с оценкой времени развития трещин от начальной длины  $\ell_0$  до критического ее значения  $\ell_{кр}$ .

3. Такая диаграмма может быть построена как для долговременного режима эксплуатации, так и для кратковременного стационарного режима движения судна на волнении с известными высотой волны с 3% обеспеченностью  $h_{3\%}$  и средним периодом  $t_{ср}^{\theta}$  по рекомендациям, полученным в работах [1]-[8] для различных корпусных материалов с экспериментально-определенными характеристиками трещиностойкости, собранными в таблице 1.

Таблица 1

Марки стали	$K_0^*$ МПа $\sqrt{м}$	$K_{th}^*$ МПа $\sqrt{м}$	$K_{Ic}^*$ МПа $\sqrt{м}$	$m_1$	$a_1$	$a_2$	$\frac{\sigma_{ср}}{\sigma_m}$
Ст.3сп	23,0	7,8,	150/110	~4,0	0,25	0,05	410/235
09Г2	24,6	8,7	160/150	~3,5	0,50	0,25	460/295
15ГБ	25,7	9,5	165/145	3,5	0,55	0,32	500/355
10ХСНД	26,6	10,3	170/100	3,5	0,60	0,40	540/390

Для корпуса любого судна, построенного из приведенных в таблице 1 материалов при волновых напряжениях, распределенных по закону Вейбулла, приближенная оценка живучести времени  $\Delta T$  с начальной длиной  $\ell_0 \cong 1$  см до критического или опасного значения  $\ell_1 \leq \ell_{кр}$  может быть определено по формулам из работы [4].

$$\Delta T = N_0^* \cdot t_{ср}^{\theta} \cdot \varphi(x_1, m_1, k_{\sigma}), \text{ сек.}, \quad (1)$$

где

$$\varphi(x_1, m_1, k_{\sigma}) = \frac{x_1^{m_1}}{\Gamma\left(1 + \frac{m_1}{k_{\sigma}}\right) P\left[2x_1^{k_{\sigma}}; 2\left(1 + \frac{m_1}{k_{\sigma}}\right)\right]}$$



$$\Gamma\left[1 + \frac{m_1}{k_\sigma}\right] \text{ и } P\left[2x_1^{k_\sigma}; 2\left(1 + \frac{m_1}{k_\sigma}\right)\right] - \text{гамма функция и функция}$$

$\chi^2$  Пирсона;

$$N_0^* \cong \frac{2 \cdot 10^7 \cdot \ell_0}{m_1 - 2} \left[ \frac{K_0^*}{K_{th}^0} \right]^{m_1} \left[ 1 - \left( \frac{\ell_0}{\ell_{кр}} \right)^{\frac{m_1 - 1}{2}} \right] - \text{условное значение}$$

числа циклов, соответствующего размаху предела усталости узла;

$$x_1 = \frac{\Delta\sigma_0}{a_{\Delta\sigma}} - \text{параметр напряженности узла;}$$

$$\Delta\sigma_0 = \frac{K_{th}^0}{\sqrt{\pi \ell_0} \cdot Y\left(\frac{\ell_0}{b}\right) f(R_{экр})} - \text{условная величина размаха}$$

предела усталости узла, МПа.

$a_{\Delta\sigma}$  и  $k_{\Delta\sigma}$  – размерный и безразмерный параметры закона Вейбулла для размаха волновых напряжений в узле с учетом коэффициента макроконцентрации напряжений  $\alpha_\Sigma$ ;

$$R_{экр} \cong \frac{2 \left| \sigma_{ms}^{cp} \right| - \left| \Delta\sigma \right|}{2 \left| \sigma_{ms}^{cp} \right| + \left| \Delta\sigma \right|} - \text{эквивалентное для всего спектра значе-}$$

ние коэффициента асимметрии цикла;

$\Delta\sigma_{экр}^g \cong \Delta\sigma_{-4}^g = a_{\Delta\sigma} \cdot (9,21)^{1/k_\sigma}$  – эквивалентный всему спектру размах волновых напряжений с обеспеченностью  $\sim 10^{-4}$ ;

$$\sigma_{ms}^{cp} = \frac{M_{ms}^{cp}}{W} - \text{средняя величина напряжений на тихой воде в рас-}$$

сматриваемом узле;

$$f(R_{экр}) \cong 1 + a_1 R_{экр} + a_2 R_{экр}^2 - \text{функция, учитывающая асиммет-}$$

рию цикла;

$K_{th}^0, K_0^*, K_{lc}, m_1, a_1, a_2$  – параметры закона Париса-Эрдогана для скорости роста усталостных трещин (табл. 1), определенные экспериментально [1; 6; 7; 8] и на основе литературных данных [2-3];

$$l_{кр} \approx \frac{(1 - R_{экр}) K_{1C}^2}{\Delta \sigma_{экр}^2 \cdot \pi \cdot Y^2 \left( \frac{l_0}{b} \right)}$$

– критическая длина трещины;

$Y \left( \frac{l_0}{b} \right)$  – функция, учитывающая конечность относительных

размеров узла с трещиной и тип трещины.

При малых значениях  $\frac{l_0}{b} < 0,05$ ,  $Y \left( \frac{l_0}{b} \right) \cong 1$  для трещины длиной

$2l_0$  в центре полосы шириной  $2b$ ;  $Y \left( \frac{l_0}{b} \right) \cong 1,12$  для краевой трещины длиной  $l_0$  в полосе шириной  $b$ ;

$t_{cp}^e \cong 4 \lg L_p$  – средняя величина периода волновых напряжений в долговременном спектре, сек.

Графики функции  $\varphi(x_1, m_1, k_\sigma)$  даны на рис. 5, 6 при  $m_1 = 3,5$  и  $m_1 = 4,0$ .

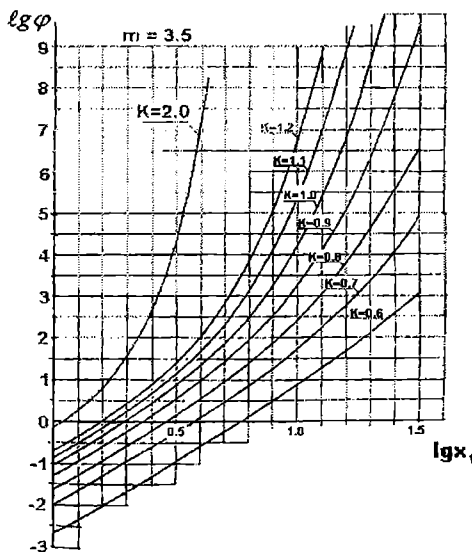


Рис. 5. Функция  $\varphi(x_1 \dots k_{\Delta \sigma})$   
при  $m_1 = 3,5$

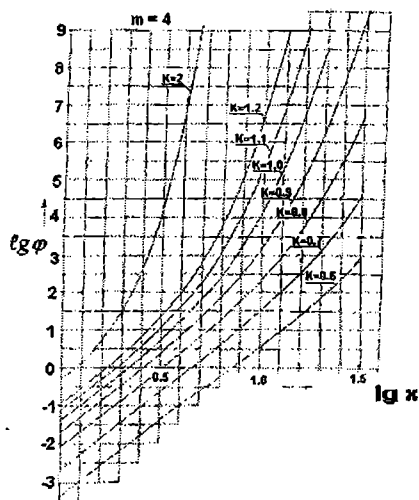


Рис. 6. Функция  $\varphi(x \dots k_{\Delta \sigma})$   
при  $m = 4,0$

С помощью формулы (1) и графиков на рис. 5 и 6 можно решать как прямую задачу оценки живучести конструктивного узла с трещиной

начальной длины  $\ell_0$  и конечной  $\ell_1 \leq \ell_{кр}$ , так и обратную задачу ограничения интенсивности и времени внешних воздействий – размерную величину параметра закона Вейбулла  $a_{\Delta\sigma}^{\partial on}$  – для долговременного распределения и  $n_{3\%}^{\partial on}$  – для кратковременного стационарного режима волнения.

На основе этих материалов построены диаграммы живучести для стенки дополнительного днищевого ребра с краевой трещиной в месте соединения с пояском (сечение III) (предполагается что в дефектном сварном шве пояска трещина уже возникла, т.к. она распространяется достаточно быстро (рис.7).

Характеристики эквивалентного бруса для исходного и модернизированного корпуса даны в таблице 2.

Таблица 2

Расчет							
исходное состояние без износа				с подкреплением днища без износа			
$W_{нал}^B, \text{М}^3$	$W_{он}, \text{М}^3$	$I_0, \text{М}^4$	$z_0, \text{М}$	$W_{нал}^B, \text{М}^3$	$W_{он}, \text{М}^3$	$I_0, \text{М}^4$	$z_0, \text{М}$
1,17	0,79	1,88	2,38	1,18	1,0	2,16	2,16

Для судов с классом морского Регистра III СП [9], аналогичного классу МСП Речного Регистра [10] средняя величина изгибающего момента с обеспеченностью  $10^{-8}$  определяется формулой

$$M_{-8}^{cp} = C_w(L) B L_p^2 [0,15 C_B + 0,0385] \varphi(L),$$

$$\varphi(L) = 0,71 - 0,22 \frac{L}{100} = 0,71 - 0,22 \cdot 1,028 = 0,48.$$

$$L_p = 102,82 \text{ м} - \text{ по Правилам РМРС [9], } C_B = 0,857,$$

$$C_w(L) = 10,75 - \left( \frac{300 - L_p}{100} \right)^{1,5} = 10,75 - \left( \frac{300 - 102,82}{100} \right)^{1,5} = 7,98 \text{ м.}$$

$$M_{-8}^{cp} = 7,98 \cdot 16 \cdot 102,82^2 [0,15 \cdot 0,857 + 0,0385] 0,48 = 108234 \text{ кНм} = 108,234 \text{ МНм}$$

$$\text{Для пояска ребра } z_p = 2,16 - 0,3 = 1,86 \text{ м.}$$

$W_P = W_{\text{дн}} \frac{2,16}{1,86} = 1 \cdot \frac{2,6}{1,86} = 1,16 \text{ м}^3$  – момент сопротивления эквивалентного бруса на уровне пояска ребра.

$$\sigma_{-8}^P = \frac{108,234}{1,16} = 93,3 \text{ МПа}$$

при  $k_\sigma = 1$ ,  $a_\sigma = \frac{\sigma_{-8} \alpha_\Sigma}{k_\sigma \sqrt{18,42}} = \frac{93,3 \cdot \alpha_\Sigma}{18,42} = 5,06 \alpha_\Sigma \text{ МПа}$ .

Для размаха напряжений  $a_{\Delta\sigma} = 2 \cdot a_\sigma = 2 \alpha_\Sigma 5,06$ .

При  $\alpha_\Sigma^{\exists} \cong 2$  (определено при испытаниях на тихой воде [11])  
 $a_{\Delta\sigma} = 4 \cdot 5,06 = 20,24 \text{ МПа}$ .

Принимая  $M_{тв}^{cp} = M_{тв}^{\text{дон}} = - 40000 \text{ кНм} = - 40 \text{ МНм}$  (допускаемое при эксплуатации значение изгибающего момента на тихой воде),  
 $\sigma_{тв}^{cp} = + \frac{40,0}{1,16} = +34,48 \text{ МПа}$ .

В соответствии с табл. 1 для стали 3 СП:  $K_0^* = 2,3 \text{ МПа} \sqrt{м}$ ,  
 $K_{th}^* = 7,8 \text{ МПа}$ ,  $K_{Ic}^0 = 110 \text{ МПа} \sqrt{м}$ .

$m_1 = 4,0$ ;  $a_1 = 0,25$ ;  $a_2 = 0,05$ ;  $\sigma_{вр} = 410 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_T = 235 \text{ МПа}$ .

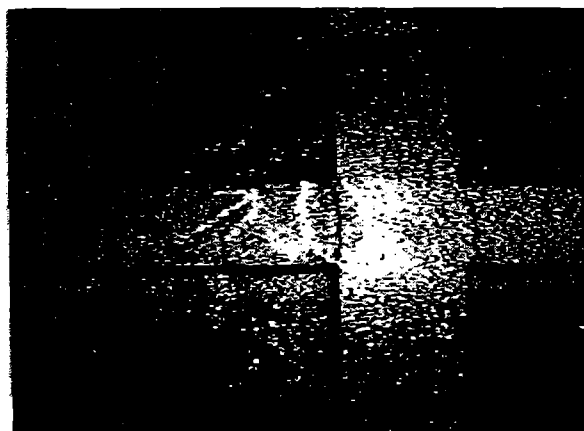


Рис. 7. Фото трещины в пояске дополнительного ребра

$$N^* = \frac{2 \cdot 10^7 \cdot 0,01}{4-2} \left[ \frac{23}{7,8} \right]^4 \left[ 1 - \left( \frac{\ell_0}{\ell_1} \right)^{\frac{4}{2}-1} \right] = 7,56 \cdot 10^6 \left[ 1 - \frac{\ell_0}{\ell_1} \right],$$

$$\Delta\sigma_{\text{экв}}^e = 2\sigma_4^e \cong \sigma_{-8}^e = 93,3 \text{ МПа}, \quad R_{\text{экв}} = \frac{2 \cdot 34,48 - 93,3}{2 \cdot 34,48 + 96,3} \cong -0,15,$$

$$f(R_{\text{экв}}) = 1 - 0,25 \cdot 0,15 + 0,05 \cdot 0,15 = 0,96,$$

$$\Delta\sigma_0 = \frac{7,8}{1,12\sqrt{3,14 \cdot 0,01 \cdot 0,96}} = 40,94 \text{ МПа},$$

$$t_{\text{cp}}^e = 4\ell gL = 4\ell g \cdot 102,82 = 8,05 \text{ сек}, \quad \Delta T = N^* \cdot t_{\text{cp}} \cdot \varphi(x_1, m_1, k_\sigma),$$

$$x_1 = \frac{\Delta\sigma_0}{a_{\Delta\sigma}} = \frac{40,94}{20,24} \cong 2,02$$

По графику рис. 6 при  $m_1 = 4$ ,  $k_\sigma = 1$ ,  $\lg x_1 = \lg 2,02 = 0,306$

$\lg \varphi \cong -0,125$ ,  $\varphi = 0,75$ , а  $\Delta T_1$ , гр.,

$$\Delta T_1 = \frac{7,56 \cdot 10^6 \cdot 8,05 \cdot 0,56}{31,56 \cdot 10^6} \left( 1 - \frac{\ell_0}{\ell_1} \right) 0,75 = 1,45 \left( 1 - \frac{\ell_0}{\ell_1} \right);$$

Критическая длина трещины оказалась достаточно большой,

$$\ell_{\text{кр}} = \frac{\left( 1 - R'_{\text{экв}} \right)^2 K_{1c}^2}{\Delta\sigma_{\text{экв}}^2 \cdot \pi \cdot Y^2 \left( \frac{\ell}{\ell_0} \right)} = \frac{(1,15)^2 \cdot 110^2}{93,3^2 \cdot 3,14 \cdot 1,12^2} = 0,467 \text{ м}.$$

Поэтому целесообразно принять за опасную длину трещины  $\ell_1^{\text{он}} = 0,09 \text{ м} \ll 0,467 \text{ м}$ , когда трещина проходит половину высоты

дополнительного ребра, равную расстоянию до конструктивного барьера головки полосульба.

$$\text{При } \ell_1^{OP} = 0,09 \text{ м, } \Delta T_1 = 1,45 \left( 1 - \frac{0,01}{0,09} \right) \cong 1,29 \text{ г.}$$

График  $\Delta T_1 \approx f(\ell_1)$  при  $\ell_1 = 0,02 - 0,18 \text{ м}$  представлен на рис. 8, где для сравнения приведен график  $\Delta T_2' = f(\ell_1)$  при  $h_{3\%} = 2,5 \text{ м}$ .

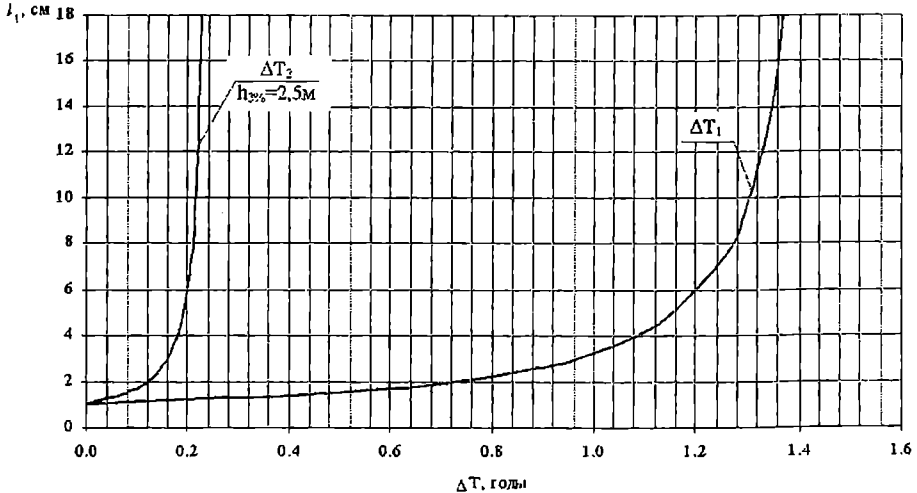


Рис. 8. Диаграммы живучести  $\Delta T_1(\ell_1)$  при долговременном распределении и  $\Delta T_2$  при  $h_{3\%} = 2,5 \text{ м}$

Рис. 8 свидетельствует об очень медленном росте трещины (при  $\ell_1 = 0,09 \text{ м}$ ,  $\Delta T = 1,29 \text{ года}$ ) по сравнению со средней продолжительностью рейса  $\sim 2$  недели ( $\sim 0,038 \text{ года}$ !), при реальной эксплуатации, определяемой долговременным распределением напряжений.

Значительно более оперативной является диаграмма живучести, построенная для стационарного режима плавания с фиксированной высотой волны  $h_{3\%}$ , при которой в соответствии с работой [12] стандарт волнового изгибающего момента

$$\begin{aligned} \sigma_m &= h_{3\%} k_{\epsilon}^{cp}(\alpha) \cdot \chi_0 \chi_1 B L^2 U(\epsilon) = \\ &= h_{3\%} \cdot 0,373 \cdot 0,578 \cdot 1,015 \cdot 16 \cdot 102,82^2 \cdot 0,13 = 4811 h_{3\%} \text{ кНм} = \\ &= 4,811 h_{3\%} \text{ МНм.} \end{aligned}$$

$$\text{При } U^{\max}(\varepsilon) = 0,13, K_{cp}(\alpha) = 0,6\alpha - 0,17,$$

$$\alpha = \frac{b + 2 \cdot 0,857}{3} = 0,905.$$

$$k_6^{cp}(\alpha) = 0,6 \cdot 0,905 - 0,17 = 0,373.$$

$$M_{ms}^{don} = -40000 \text{ кНм},$$

$$\chi_0 = \left( 1,3 - 2 \frac{16}{102,82} \right) \left( 0,65 - 2,1 \frac{3,2}{102,82} \right) = 0,578.$$

$$F_r^B = \frac{0,514 \cdot 5}{\sqrt{9,81 \cdot 102,82}} = 0,081 \quad (v^B \cong 5 \text{ узлов})$$

$$\begin{aligned} \chi_1 &= 1,2 - 0,3\alpha - \left( 3 + 20F_r^B \right) \frac{M_{ms}^{\max}}{10\Delta L} + (4,2 - 4\alpha) F_r^B = \\ &= 1,2 - 0,3 \cdot 0,905 + (3 + 20 \cdot 0,081) \frac{40000}{10 \cdot 4544 \cdot 102,8} + (4,2 - 4 \cdot 0,905) = 1,015. \end{aligned}$$

Расчет по программе «Качка» и натурный эксперимент [11] дают практически такой же результат  $\sigma_M = 4751 h_{3\%}$  кНм =  $4,751 h_{3\%}$  МНм, который целесообразно принять для оценки  $\sigma_M$  и  $\sigma_\sigma$ -стандарта волновых напряжений при  $\alpha_\Sigma = 2$ .

$$\sigma_\sigma = \sigma_\sigma \alpha_\Sigma = \frac{2\sigma_M}{W_b} = \frac{2 \cdot 4,751}{1,16} h_{3\%} = 8,19 h_{3\%}.$$

Параметр закона Вейбулла при  $k_\sigma = k_M = 2$  для амплитуды напряжений на стационарном волнении.

$$a_\sigma = \sqrt{2}\sigma_\sigma = 8,19 \cdot \sqrt{2} h_{3\%} = 11,58 h_{3\%}.$$

Параметр закона Вейбулла для размаха напряжений

$$a_{\Delta\sigma} = 2a_\sigma = 2 \cdot 11,58 = 23,17 h_{3\%}.$$

Параметр напряженности узла

$$x_1 = \frac{\sigma_0}{\alpha_{\Delta\sigma}} = \frac{40,94}{23,17h_{3\%}} = \frac{1,77}{h_{3\%}},$$

При  $h_{3\%} = 2,5$  м,  $x_1 = \frac{1,77}{2,5} = 0,708$ ;  $\lg x_1 = -0,22$ ,

по рис. 6 –  $\lg \varphi_1 = -0,907$ ,  $\varphi_1 = 0,124$ .

При  $h_{3\%} = 3,5$  м,  $x_1 = \frac{1,77}{3,5} = 0,506$ ;  $\lg x_1 = -0,37$ ,

по рис. 6 –  $\lg \varphi_1 = -1,49$ ,  $\varphi_1 = 0,0327$ ;

При  $h_{3\%} = 4,5$  м,  $x_1 = \frac{1,77}{4,5} = 0,393$ ;  $\lg x_1 = -0,48$ ,

по рис. 6 –  $\lg \varphi_1 = -1,92$ ,  $\varphi_1 = 0,012$ .

Таким образом живучесть узла с трещиной при фиксированной величине  $h_{3\%}$ ,  $\Delta T_2$  в годах,

$$\Delta T_2 = \frac{N^* t_{cp}^a}{31,56 \cdot 10^6} \cdot \left(1 - \frac{\ell_0}{\ell_1}\right) \varphi_1 = \frac{7,56 \cdot 10^6 \cdot 8,05}{31,56 \cdot 10^6} \left(1 - \frac{\ell_0}{\ell_1}\right) \varphi_1 = 1,93 \cdot \varphi_1 \cdot \left(1 - \frac{\ell_0}{\ell_1}\right),$$

$$h_{3\%} = 2,5 \text{ м, } \Delta T_2' = 1,93 \cdot 0,124 \left(1 - \frac{\ell_0}{\ell_1}\right) = 0,239 \left(1 - \frac{\ell_0}{\ell_1}\right),$$

$$h_{3\%} = 3,5 \text{ м, } \Delta T_2' = 1,93 \cdot 0,0327 \left(1 - \frac{\ell_0}{\ell_1}\right) = 0,063 \left(1 - \frac{\ell_0}{\ell_1}\right),$$

$$h_{3\%} = 4,5 \text{ м, } \Delta T_2' = 1,93 \cdot 0,012 \left(1 - \frac{\ell_0}{\ell_1}\right) = 0,023 \left(1 - \frac{\ell_0}{\ell_1}\right).$$

Графики  $\Delta T_2'$ ,  $\Delta T_2''$ ,  $\Delta T_2'''$  представлены на рис. 9, а графики  $\Delta T_2 = f(h_{3\%}, \ell_i)$  на рис.10 для  $\ell_1 = 0,02 - 0,18$  м,  $\ell_0 = 0,01$  м.



Графики на рис. 10 являются наиболее удобными диаграммами живучести и позволяют решать как прямую задачу определения живучести  $\Delta T_2 = f(h_{3\%}, \ell_1)$  в зависимости от  $h_{3\%}$  и  $\ell_1 \leq \ell_{кр}$ , так и обратную задачу определения  $h_{3\%}^{доп} = f(\Delta T_2, \ell_1)$  при заданном  $\Delta T$  и опасной длине трещины, например  $\ell_1 = 0,09$  м, которая ограничивает длину трещины половиной высоты дополнительного днищевого ребра таврового профиля, определяющей расстояние до конструктивного барьера – головки полособульба. Отметим, что при продолжительности рейса 2-4 недели (0,038-0,076) года трещина, как правило, не достигает опасного значения  $\ell_1 = 0,09$  м и всегда возможно обоснование решения о допустимости дальнейшей эксплуатации с трещинами, обнаруженными в стенках дополнительных продольных ребер и момента времени выполнения необходимого ремонта.

4. Кроме пассивного контроля длины трещин с помощью диаграмм живучести (Рис. 8-10) при эксплуатации целесообразно использовать и активные методы сохранения живучести поврежденных узлов с помощью различных средств торможения роста трещин:

- засверливание концов трещин сверлом диаметром 10-15 мм;
- установки над стенкой дополнительного ребра в районе пересечения его с флором, коротыша в виде полосы 600x100x10 или полособульба № 10 (рис. 10);

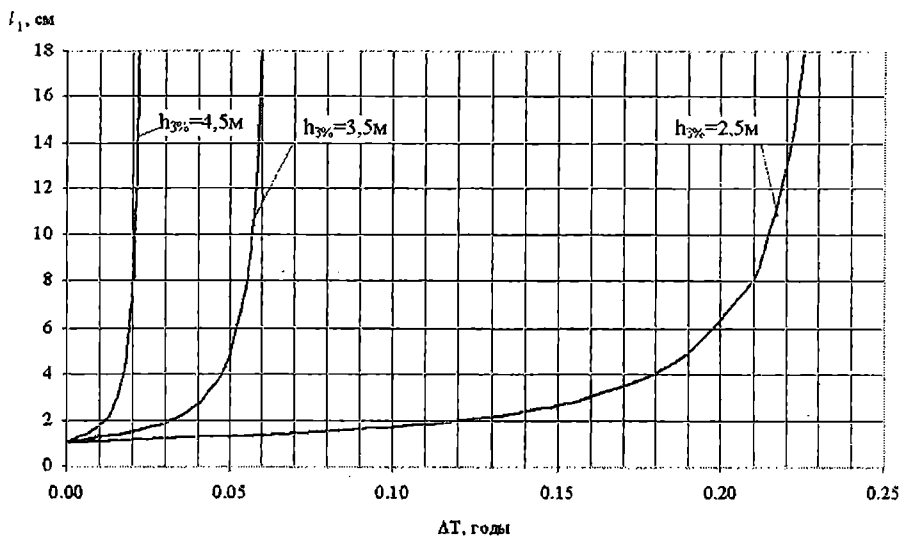
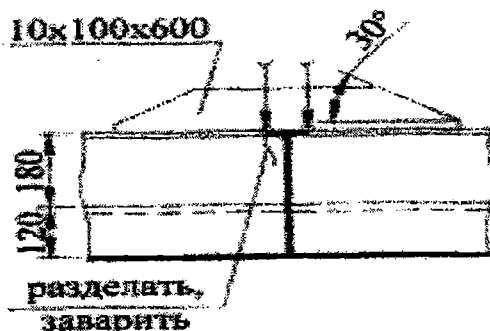


Рис. 9. Диаграммы живучести  $\Delta T_2 = f(\ell_1)$   
при  $h_{3\%} = 2,5$  м, 3,5 м, 4,5 м

- жесткий контроль изгибающих моментов на тихой воде  $M_{тв}^{\max}$  особенно при прогибе в балласте  $\left| M_{тв}^{\max} \right| \leq 40000$  кНм.



*Рис. 10. Установка корытешей над заваренной трещиной*

Практически важно отметить, что при появлении трещин в одном или нескольких дополнительных ребрах, вследствие статической неопределимости днищевой конструкции происходит перераспределение продольных усилий между поврежденными и неповрежденными ребрами с уменьшением продольных усилий в поврежденных ребрах за счет некоторого увеличения усилий и напряжений в основной массе неповрежденных ребер (всего вместе с кильсонами в днище 28 продольных ребер).

Это предположение было проверено при расчете системы из 3-х ребер с одним поврежденным ребром в середине по МКЭ (лицензионная программа ИСПА [13]) при пластинчатой идеализации путем задания перемещений ребер на расстоянии половины рамной шпации  $a = 1,1$  м при условном напряжении  $\sigma_0 = 100$  МПа при общем удлинении половины шпации.

$$\frac{\Delta a}{2} = \frac{a}{2} \cdot \frac{\sigma_0}{E} = \frac{1100}{2} \cdot \frac{100}{2,06 \cdot 10^5} \cong 0,27 \text{ мм.}$$

Расчетная схема с показом размеров конечных прямоугольных элементов дана на рис. 12 а. Общее количество элементов 2748 с числом степеней свободы 12802. Распределение нормальных напряжений в стенке при различной длине трещины в стенке среднего ребра 45 мм, 90 мм, 135 мм и 180 мм показана на этом же рис. 12 а. На рис. 12 б показано распределение напряжений в изолированном ребре с такими же трещинами.

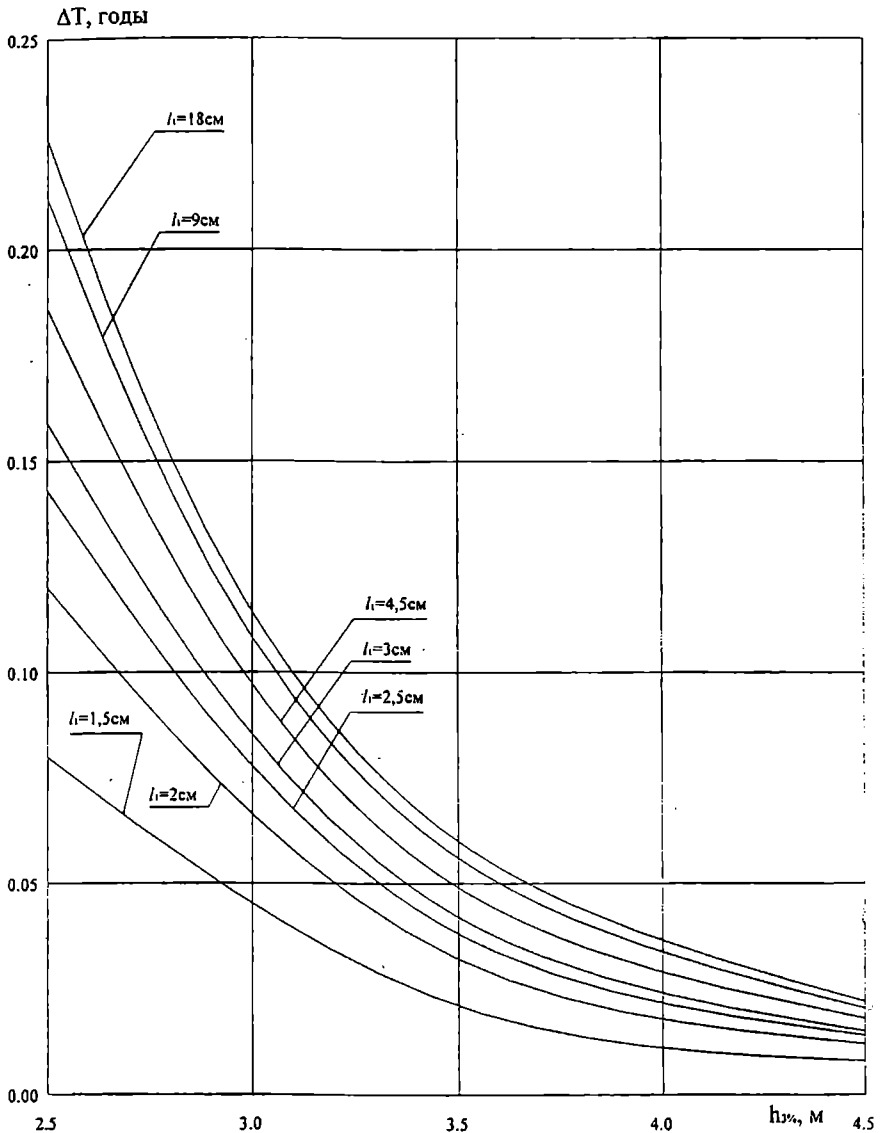


Рис. 11. Диаграммы живучести  $\Delta T_2 = f(h_{3\%}, \ell_1)$

Из рис. 12 следует, что растягивающее усилие и концентрация напряжений в ребре с трещиной  $\ell_1 = 4,5 - 18$  см заметно уменьшаются по сравнению с соседними ребрами без трещин, что способствует торможению трещин в поврежденном ребре.

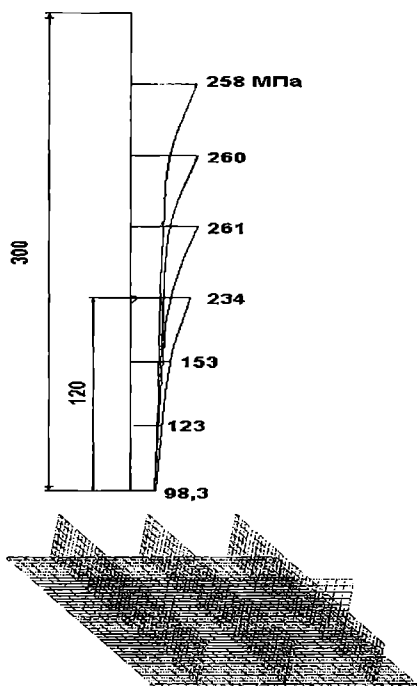
Эта особенность системы, приводящая к некоторому сбросу нагрузки поврежденными ребрами является важным дополнительным аргументом при решении вопроса о допустимости трещин в части про-

дольных ребер, количество которых можно определить путем ограничения степени уменьшения момента сопротивления днищевго пояса эквивалентного бруса при потере части поясков и стенок при распространении трещин через весь поясок дополнительного ребра и половину высоты стенки  $\ell_{OP} \leq \frac{18}{2} = 9$  см.

Три ребра (одно среднее с трещиной),  $\frac{\Delta a}{2} = 0,27$  мм

Одно ребро,  $\Delta\sigma_0 = 100$  МПа

а)



б)

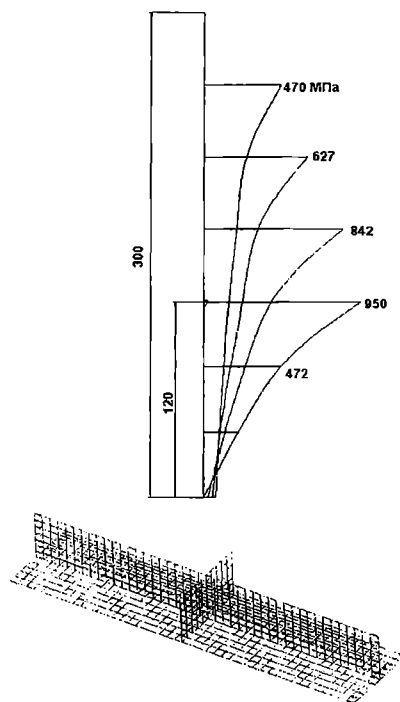


Рис. 12. Эпюры продольных напряжений в среднем ребре с трещинами рис. 12 а, и в изолированном ребре с трещинами рис. 12 б  
 $l_1 = 4,5$  см,  $9,0$  см,  $13,5$  см и  $18$  см

5. В соответствии с известной, несколько откорректированной на счет высоты  $h_i$  площади  $\Delta F_i$  формулой П.Ф.Папковича относительное уменьшение момента сопротивления «  $j$  » связи эквивалентного бруса  $\Delta W_j$  при уменьшении площадей «  $i$  » связи  $\Delta F_i$  с высотой  $h_i$ , отстоящей от нейтральной оси бруса в исходном состоянии на «  $c_i$  »

$$\frac{\Delta W_j}{W_j^0} = \sum_{i=1}^N \frac{\Delta F_i}{F_0} \left[ \left( 1 + \frac{h_i^2}{12c_i^2} \right) \frac{c_i^2}{\rho^2} \pm \frac{c_i}{z_j} \right], \quad (2)$$

где  $F_0$ ,  $I_0$ ,  $\rho_0 = \sqrt{\frac{I_0}{F_0}}$  – площадь, центральный момент инерции и радиус инерции площади поперечного сечения эквивалентного бруса в исходном состоянии.

$z_j$  и  $W_j^0$  – отстояние центра тяжести « $j$ » контролируемой связи от нейтральной оси и момент сопротивления этой связи соответственно. Знак второго слагаемого «+» если  $c_i$  и  $z_j$  имеют одинаковые знаки. В нашем случае контролируемой связью является днище с  $W_j = W_{\text{дн}}$  и  $z_j = z_{\text{дн}}$ , а изменяемыми связями являются, треснувшие пояски и стенки дополнительных « $m$ » ребер с общей площадью в рассматриваемом случае (табл. 1) (при  $\ell_1^{OII} = 0,09\text{ м}$ )

$$F_0 = 0,635 \text{ м}^2,$$

$$\Delta F_1 = \Delta F^{II} = 0,15 \cdot 0,01 \cdot m = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м, м}^2, \quad h_1 = 0,$$

$$c_1 = 2,16 - 0,3 = 1,86 \text{ м,}$$

$$\Delta F_2 = \Delta F^{CT} = 0,09 \cdot 0,08 \text{ м} = 7,2 \cdot 10^{-4} \text{ м, м}^2, \quad h_2 = 0,09 \text{ м,}$$

$$c_2 = 1,86 + 0,045 = 1,905 \text{ м,}$$

$$I_0 = 2,16 \text{ м}^4, \quad W_{\text{дн}}^0 = 1,0 \text{ м}^3, \quad \rho_0 = \sqrt{\frac{I_0}{F_0}} = 1,844 \text{ м, } z_{\text{дн}} = 2,16 \text{ м.}$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta W_{\text{дн}}}{W_{\text{дн}}^0} &= \left[ \frac{1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}}{0,635} \left( \frac{1,86}{1,844} \right)^2 + \frac{1,86}{2,16} \right] + \\ &+ \frac{7,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}}{0,635} \left[ \left( 1 + \frac{0,09^2}{12 \cdot 1,905^2} \right) \frac{1,905^2}{1,844^2} + \frac{1,905}{2,16} \right] = \\ &= \left( 4,44 \cdot 10^{-3} \text{ м} + 2,266 \cdot 10^{-3} \text{ м} \right) = 6,706 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \end{aligned}$$

Допускаемое число поврежденных продольных ребер можно определить, задавая допускаемое уменьшение относительной величины момента сопротивления днища.

Если учесть, что при дефектации состояние корпуса «годен» дается при условии

$$\left( \frac{\Delta W_{\text{дн}}}{W_{\text{дн}}^0} \right) \leq 0,1 \text{ (10\%)},$$

то, устанавливая значительно меньшую величину для состояния корпуса

в эксплуатации, например  $\left( \frac{\Delta W_{\text{дн}}}{W_{\text{дн}}^0} \right)_{\text{доп}} \leq 0,03 \text{ (3\%)}$ , получим, что допус-

каемое число дополнительных ребер с поврежденными поясками и стен-

ками

$$m_{\text{доп}} = \frac{\left( \frac{\Delta W_{\text{дн}}}{W_{\text{дн}}^0} \right)_{\text{доп}}}{6,706 \cdot 10^{-3}} = \frac{0,03}{6,706 \cdot 10^{-3}} = 4,47.$$

Таким образом, допускаемое число поврежденных ребер  $m_{\text{доп}} \cong 4$  будет достаточно осторожной оценкой при эксплуатации корпусов типа «Славутич» с частично поврежденными продольными ребрами.

Отметим, что при обследовании корпусов т/х «Славутич-2» в 1995 г. и т/х «Славутич-6» в 1997 г., число поврежденных ребер в одном сечении было значительно большим при вполне благополучной эксплуатации. Поэтому, по мере накопления опыта, это число может быть

увеличено до  $m_{\text{доп}} = 6, \left( \frac{\Delta W_{\text{дн}}}{W_{\text{дн}}^0} \right)_{\text{доп}} = 6,706 \cdot 10^{-3} \cdot 6 = 0,0402, \text{ (4,02\%)}$ ,

что также не является угрожающим, т.к. часть поврежденных ребер, как правило, имеют не полное развитие трещин по их пояскам и стенкам.

6. Несмотря на положительное решение поставленной проблемы обоснования возможности контролируемой живучести корпусов с частично поврежденными продольными ребрами, необходимо рассмотреть два недавних аварийных случая с разломом на две части корпусов т/х «Славутич-16» 17.01.2000 г. и т/х «Славутич-7» 12.09.2003 г.

Подробное описание деталей и причин разлома этих судов выполнено в ряде ведомственных документов и заслуживает специального рассмотрения. Для целей настоящей статьи важно использовать только основные результаты обследований, касающиеся причин этих аварий.

На аварийных судах были нарушены два основных условия обеспечения прочности и надежности корпусов при эксплуатации в балластном состоянии:

- на каждом из судов, потерпевших аварии, вопреки ведомственной Инструкции (Д080М-90-062Р), был принят балласт в отсеки сред-

ней части длины судов № 4, 5, 6 и 7 по 600 т каждый с общим количеством 2400 т при котором прогибающий момент на тихой воде достигает  $M_{TB}^{\max} = -98600$  кНм, что более чем в три раза превышает изгибающий момент  $M_{TB}^{\max} = -27314$  кНм, при рекомендованной Инструкцией балластировке с общим количеством балласта 1505 т, размещенном в отсеках № 5, 6 по 600 т в каждом, в отсеке № 2 – 305 т.;

- интенсивность волнения при авариях достигала  $h_{3\%} = 4,5$  м, что также в 1,8–1,4 раза превышает допустимые при эксплуатации величины  $h_{3\%} = 2,5 - 3,5$  м.;

- в результате такого сочетания обстоятельств коэффициент запаса по предельному моменту снизился до

$$K_{np} = \frac{M_{np}}{M_{TB}^{\max} + M_e} = 0,86 - 1,03$$

- вместо допустимого значения  $K_{np} \geq 1,27$  и вероятность разлома корпуса становится вполне реальной;

- в соответствии с заключением Укрречфлота, основанном на детальном осмотре днищевых конструкций после подъема носовой и кормовой оконечности судов в док, сначала произошел разрыв днища и основного набора строго по кольцевому монтажному шву в районе 104,5 шп. (сечение I на рис.4), а разрыв дополнительных ребер по этому сечению в дальнейшем происходил в каждом случае (на каждом ребре) произвольным образом, но «по живому металлу»;

- особенностью установленного характера разрушения является независимость его от наличия трещин в поясках и стенках дополнительных ребер и четко выраженный пластический характер деформации по наиболее ослабленному сечению, по сварному монтажному шву, для которого экспериментально установлены пониженные механические характеристики металла, а также ускоренный износ в этом районе;

- окончательное разрушение с отделением носовой и кормовой частей произошло через некоторое время после разрыва днища на волнении при малом числе циклов местных напряжений большой амплитуды в палубе;

- поэтому был подтвержден вывод Комиссии Укрречфлота 1997 г., что появление усталостных трещин в сварных швах поясков дополнительных ребер не является главной опасностью для корпуса и исключительным событием, а должно рассматриваться как *контролируемая неисправность* (повреждение конструкции дополнительных продольных ребер), чем и подтверждается возможность эксплуатации корпусов с трещинами в продольных связях при жестком контроле роста их длины.

7. В заключение отметим, что обоснованные в статье решение и соответствующая Инструкция о возможности эксплуатации судов типа «Славутич» с контролируемой длиной трещин в поясках и стенках дополнительных ребер, число которых может достигать  $m_{доп} = 4-6$  в одном сечении, согласованные с Регистром Судоходства Украины, позволяет существенно увеличить эксплуатационный период судов этого типа и имеет большое практическое значение:

- в соответствии с разработанной Инструкцией контроль длины трещин в поясках и стенках дополнительных продольных ребер должен осуществляться для состояния в полном грузу, когда все балластные отсеки пустые, днище растянуто, трещины раскрываются и легко фиксируются.

- эксплуатация корпусов с контролируруемыми трещинами должна сопровождаться тщательным ведением специального «Журнала контроля размеров и числа трещин», где фиксируется время и обстоятельства появления трещин в 1-й и последующие разы и меры принятые для их торможения или устранения.

- устранение трещин при первом появлении осуществляется по технологии СРЗ путем разделки и заварки трещин с установкой коротыша (рис. 11).

- при повторном появлении трещин необходимо осуществить модернизацию поясков и стенок поврежденных узлов по схеме рис. 13.

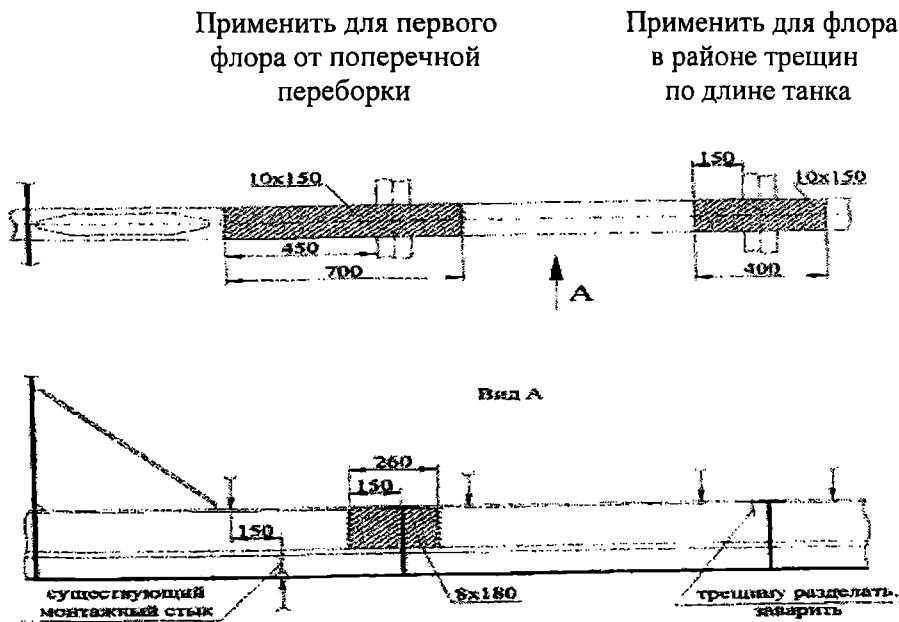


Рис. 13. Варианты модернизации вторично поврежденного узла



- учитывая большую потенциальную опасность сечений по кольцевым монтажным швам необходимо тщательно контролировать их износ и качество сварных швов.

- важнейшим условием обеспечения безопасной эксплуатации судов типа «Славутич» является строгое выполнение Инструкции (Д-0801М-90-062Р) при балластных переходах с общим количеством балласта 1505 т.

Разработанная методика и частично Инструкция могут быть использованы и для судов других типов.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Козляков В.В. *«Расчетно-экспериментальное обоснования мероприятий по устранению причин повреждений (трещин) и модернизации конструкций ж. д. паромов типа «Советский Дагестан».* Одесса: ОИИМФ, 1988.
2. Панасюк В.В. *Механика разрушения и прочность материалов. Справочное пособие. В 4-х т. К.: Наукова Думка, 1988.*
3. Труфяков В.И. *Прочность сварных соединений при пер-менной нагрузке. К.: Наукова Думка, 1990.*
4. Kozlyakov V.V., Rudinsky S.V. *On the Evaluation of ship structural Reliability with cracks. Proc. Third Inernational Simposium «Ship-Reliability-89».* Varna, Bulgaria, 1989.
5. Козляков В.В., Рудинский С.В. *Об оценке живучести судовых конструкций с трещинами при нагрузках, распределенных по закону Вейбулла // Межведомственный сб. научн. тр. «Надежность и механика разрушения судовых конструкций».* Горький: Г.П.И, 1990.
6. Козляков В.В. *Оценка усталостной долговечности и живучести судовых конструкций с трещинами: – «Метод. указ. по курсу «Основы механики разрушения»».* Одесса: ОИИМФ, 1992.
7. Козляков В.В. *Отчет о НИР «Обоснование методики и конструктивно-технологических мероприятий, устраняющих трещинообразование корпусов нефтерудовозов».* Одесса: ОИИМФ, 1990.
8. Козляков В.В. *Отчет о НИР «Расчетно-экспериментальное обоснование мероприятий устраняющих причины образования трещин в шпангоутных рамах судов типа «Зоя Космодемьянская».* Одесса: ОИИМФ, 1990.
9. *Российский Морской Регистр Судоходства. Правила Классификации и постройки морских судов. СПб., 2005.*
10. *Российский Речной Регистр Правила Классификации и постройки судов внутреннего и смешанного плавания. М., 2002.*

11. Козляков В.В. Отчет о натурных прочностных испытаниях т/х «Славутич-б» с уменьшенным надводным бортом на тихой воде и в морских условиях. Одесса: ОГМУ, 1997.
12. Козляков В.В. Рациональная структура формул для определения статистических характеристик волновых нагрузок // Судостроение. № 8. 1966.
13. Мухин А.Н. Руководство пользователя ИСПА, 2006. Конечно-элементный пакет ИСПА – Интегрированная Система Прочностного Анализа. М., 2001, (обновленная версия 2006).

Надійшла 15.03.07

ДК 629.12.01

Э.П. Лукаш  
М.И. Партолога

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ЗАДАНЫМ УРОВНЕМ НАДЕЖНОСТИ

*Приведен алгоритм проектирования элементов судового корпуса с заданным уровнем надежности. Приводятся результаты статического анализа поперечной переборки судна от действия гидростатического напора при ограничениях на суммарные напряжения в пластинах переборки.*

*Ключевые слова:* надежность, метод конечных элементов, выпуклое программирование

Несмотря на высокий современный уровень культуры проектирования корпусных конструкций, проблема обеспечения надежности остается в центре внимания исследователей и обретает особую актуальность в связи с повышением интенсивности эксплуатации облегченных элементов конструкций минимальной металлоемкости.

Можно показать, что при нормальном распределении статистик прочности и действующих напряжений уровень надежности определяется нижним пределом  $-z_0$  интеграла вероятности безотказной работы конструкции [1]

$$R = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-z_0}^{\infty} \exp\left(-\frac{z^2}{2}\right) dz, \quad (1)$$

где  $z_0 = (\mu_S - \mu_s)(D_S + D_s)^{-0.5}$  – уравнение связи статистик:

$\mu_S$  – математическое ожидание прочности

$\mu_s$  – математическое ожидание напряжений;

$D_S$  – дисперсия прочности;

$D_s$  – дисперсия напряжений.

При детерминированных (обычно регламентируемых нормативными документами) параметрах прочности уравнение связи будет иметь упрощенную структуру

$$z_0 = (\mu_S - \mu_s) / \sigma_s, \quad (2)$$

где  $\sigma_s$  – стандарт расчетных напряжений;

$\mu_S$  – нормативная величина прочности;

$z_0$  – заданный уровень надежности.

---

Последнее уравнение в рассматриваемых задачах проектирования может быть отнесено к ограничениям

$$(\mu_s - \mu_s) / \sigma_s \geq z_0. \quad (3)$$

Требование минимальной металлоемкости (или стоимости конструкции) приводит к функции цели следующего вида:

$$\Phi(\mu_s, \mu_s, \sigma_s) = \sum_i C_i(\alpha_i), \quad (4)$$

где  $C_i(\alpha_i)$  – функция стоимости обеспечения текущего значения  $i$ -го контролируемого параметра  $(\mu_s, \mu_s, \sigma_s)$ .

Таким образом, проектирование конструкции с заданным уровнем надежности сводится к задаче минимизации функции цели  $\Phi(\mu_s, \mu_s, \sigma_s)$  в области, ограниченной нормативным уровнем надежности. Соответствующая функция Лагранжа может быть представлена так:

$$L(\mu_s, \mu_s, \sigma_s) = \Phi(\mu_s, \mu_s, \sigma_s) + \lambda (\mu_s - \mu_s - z_0 \sigma_s), \quad (5)$$

где  $\lambda$  – множитель Лагранжа.

Значения контролируемых параметров, обеспечивающих минимум функции цели, определяются из решения системы

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial \mu_s} &= \frac{\partial \Phi}{\partial \mu_s} - \lambda = 0; \\ \frac{\partial L}{\partial \sigma_s} &= \frac{\partial \Phi}{\partial \sigma_s} - \lambda z_0 = 0; \\ \frac{\partial L}{\partial \lambda} &= \mu_s - \mu_s - z_0 \sigma_s = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

В том случае, когда ограничения (3) и функция цели (4) являются выпуклыми функциями, решение системы (6) определяет единственный (глобальный) экстремум. При детерминированных параметрах прочности, непосредственно из (6) получим соотношения статистик напряжений и их стоимостных выражений, которые можно аппроксимировать, например, показательными функциями методом наименьших квадратов.

$$\begin{aligned} C(\sigma_s) - Z_0 C(\mu_s) &= 0 \\ \mu_s + Z_0 \sigma_s &= \mu_s. \end{aligned} \quad (7)$$

Минимум функции цели и соответствующие оптимальные значения статистик напряжений определяются методом сканирования.

При формировании функции цели (4) стоимостное выражение статистик может быть определено, исходя из экономических критериев. При этом значения статистик напряжений в рассматриваемых элементах конструкции можно получить приближенно, используя известную линейную связь напряжений (обобщенных усилий) с обобщенными перемещениями. В терминах метода конечных элементов (МКЭ) эта зависимость имеет следующий вид:

$$\{s\} = [L]\{q\}, \quad (8)$$

где  $\{s\}$  – вектор напряжений конечного элемента;  
 $[L]$  – матрица напряжений;  
 $\{q\}$  – вектор обобщенных перемещений.

Статистики напряжений можно приближенно оценить с помощью статистик геометрических характеристик элемента  $t_i$  (толщина, площадь, момент инерции и проч.), для чего представим (8) в виде разложения в ряд Тейлора в окрестности значений  $t_0$ , соответствующих проектным величинам

$$\{s(t)\} = \{s(t_0)\} + \{s'(t_0)\}(t - t_0) + 0,5\{s''(t_0)\}(t - t_0)^2 + R(t - t_0)^3. \quad (9)$$

Опуская величины высшего порядка малости, получим искомые зависимости при воздействии на (9) операторами соответствующих порядков

$$\mu_s = \mu_t + 0,5 s''(t_0) \sigma_t^2 \quad (10)$$

$$\sigma_s = s'(t_0) \sigma_t.$$

Значения производных  $s'(t_0)$  и  $s''(t_0)$  в последних зависимостях вычисляются, исходя из результирующего уравнения МКЭ, а также уравнения (9)

$$[K']\{q\} + [K]\{q'\} = 0 \quad (11)$$

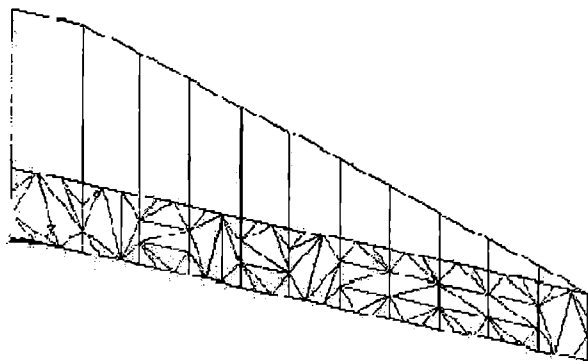
$$[L']\{q\} + [L]\{q'\} = \{S'\}.$$

Следует заметить, что вычисление производной от результирующего вектора обобщенных перемещений  $\{q'\}$  сопряжено с операцией обращения матрицы  $[K]$ , в то время как производные от матриц  $[K]$  и  $[L]$  могут быть вычислены аналитическим путем и включены в программную библиотеку.

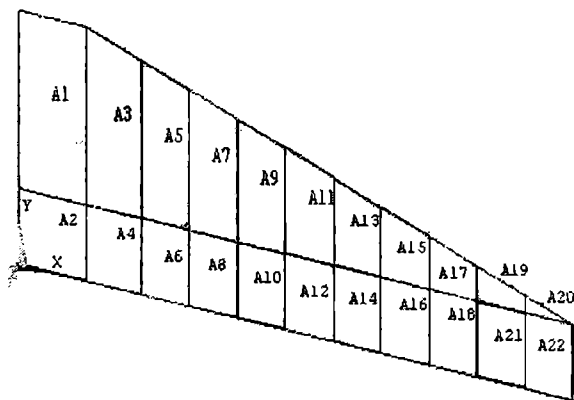
Ниже приведены результаты статического анализа поперечной переборки с заданным уровнем допускаемых напряжений в элементах пластин  $[S] = 0,4 St$ .

Расчет выполнен методом конечных элементов по стандартной программе ANSYS. В качестве расчетной использовалась пластинчато-

стержневая модель (рис. 1, 2). Поскольку переборка симметрична относительно ДП, можно рассматривать лишь ее половину, учитывая отброшенную часть введением соответствующих граничных условий по линии разреза. На уровне палубы и по линии борта выполняются условия свободного опирания на жесткие шарнирные опоры. Характеристики твердой и дискретной МКЭ моделей содержатся в таблице 1.



*Рис. 1. Общий вид переборки, граничные условия, поверхностная нагрузка*



*Рис. 2. Расчетные пластины переборки*

На переборку действует гидростатическая нагрузка, распределенная по линейному закону. Гидростатический напор равен максимально возможному уровню задерживаемой переборкой жидкости. Результаты расчета представлены на рис. 3-7 и в таблицах 2-3.

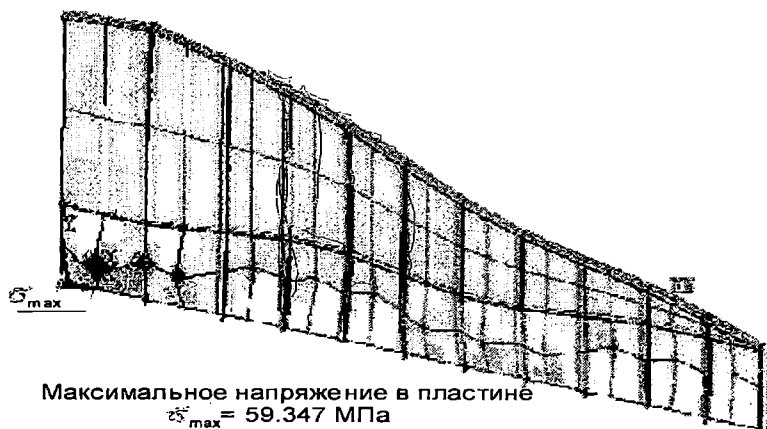
В соответствии с расчетными данными максимальные напряжения  $\sigma = 59,2$  МПа не превышают допустимый уровень (с учетом динамического эффекта нарастания давления  $h = 600$  мм в.ст.), равный  $[S] = 0,25 St = 60$  МПа.

Характеристики МКЭ модели

GLOBAL STATUS			
Параметры модели	Максимальное количество	Определено	Реализовано
Ключевые точки	211	211	211
Линии	378	378	378
Площади	164	164	164
Объемы	0	0	0
Finite element model summary			
	Макс. кол-во	Определено	Реализовано
Узлы	7688	4089	4089
Элементы	2158	1968	1968
Типы элементов	2	2	-
Константы	4	4	-
BOUNDARY CONDITION INFORMATION			
Ограничение перемещений узлов		1084	
Ограничение перемещений линий		260	
Нагрузка на узлах		5	
Нагрузка на ключевых точках		5	



Рис. 3. Картина деформации переборки при действии гидростатического давления



*Рис. 4. Распределение напряжений в пластинах*

Координаты характерных точек на наиболее напряженной стойке (рис. 7) приведены в табл. 2. Координаты характерных точек на пластинах (рис. 8) представлены в табл. 3. График изменения напряжений в пластинах изображен на рис. 6.

*Таблица 2*

*Координаты характерных точек стойки*

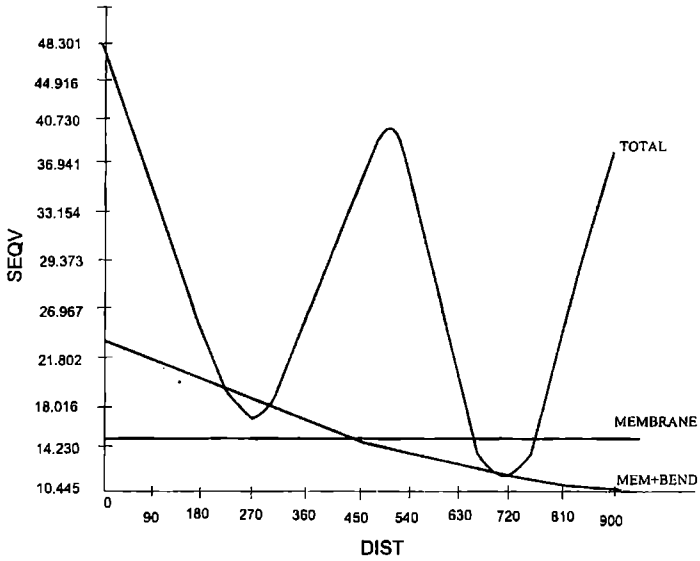
Точка	Узел	X	Y	Z	CS
1	139	1000,0	0,0	0	0
2	141	1000,0	450,0	0	0
3	122	1000,0	900,0	0	0
4	135	1000,0	1950,0	0	0
5	2	1000,0	3000,0	0	

*Таблица 3*

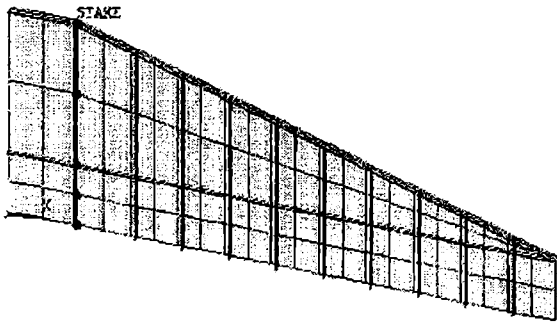
*Координаты характерных точек пластин переборки*

Точка	Узел	X	Y	Z	CS
1	267	500,0000	450,0000	0,000000	0
2	280	1400,0000	450,0000	0,000000	0
3	293	2150,0000	450,0000	0,000000	0
4	306	2850,0000	450,0000	0,000000	0
5	319	3550,0000	450,0000	0,000000	0
6	332	4250,0000	450,0000	0,000000	0
7	345	4950,0000	450,0000	0,000000	0
8	358	5650,0000	450,0000	0,000000	0
9	371	6350,0000	450,0000	0,000000	0
10	388	7050,0000	450,0000	0,000000	0
11	396	7750,0000	450,0000	0,000000	0

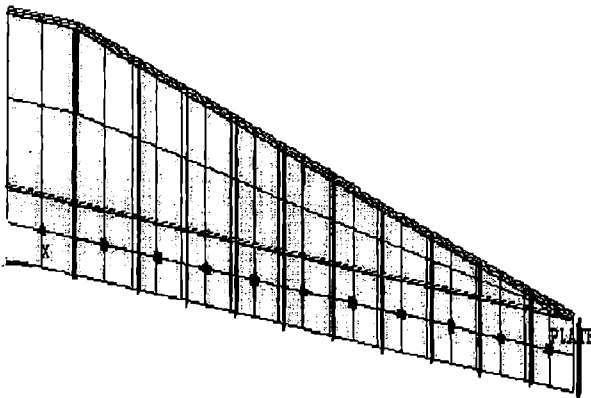




*Рис. 6. Распределение напряжений в точках*



*Рис. 7. Контрольные точки на стойке*



*Рис. 8. Контрольные точки пластин*

## **Выводы по результатам расчета**

Поперечная переборка выдерживает гидростатическую нагрузку с достаточным запасом прочности. Жесткость конструкции может быть оценена по максимальному прогибу, равному 2,85 мм и не превышающему допустимое максимальное значение  $L/500$ .

Максимальные эквивалентные напряжения в элементах конструкции порядка 59 МПа практически совпадают с оптимальным уровнем.

## **ЛИТЕРАТУРА**

1. *Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем / Пер. с англ. – М.: Мир, 1980. – С. 604.*

Надійшла 09.02.07

## **СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОМАШИН**

*В статье описывается опыт диагностирования турбомашин с помощью современной диагностической системы System-1. Приводятся примеры выявления различных дефектов машин по диагностическим признакам и характеристикам.*

*Ключевые слова: роторные машины, диагностика, диагностические характеристики.*

В системе технического обслуживания турбокомпрессоров аммиачного производства (позиции 101J, 102J, 103J и 105J) Одесского припортового завода с 2004 г успешно эксплуатируется диагностическая система System-1 фирмы GE Energy (ранее фирмы Bentley Nevada) для контроля технического состояния машин по вибрационным характеристикам. Диагностирование машин позволяет выявлять и предупреждать отказы и неисправности, прогнозировать состояния с целью полного использования межремонтного ресурса.

Ниже приведены диагностические характеристики и признаки, с помощью которых были обнаружены дефекты, осуществлялся контроль за их развитием. К наиболее информативным диагностическим характеристикам, используемым в системе System-1, следует отнести: орбиты и временные реализации, спектры сигнала вибрации, тренды диагностических параметров, среднее положение осевой линии вала в расточке подшипника, частотно-амплитудные и частотно-фазовые характеристики (Vode plot).

Орбита и временная реализация. По форме орбиты перемещения ротора в подшипнике и временной реализации сигнала датчика вибрации может быть получена достаточно обширная информация о характере колебаний ротора относительно корпуса подшипника (относительная вибрация).

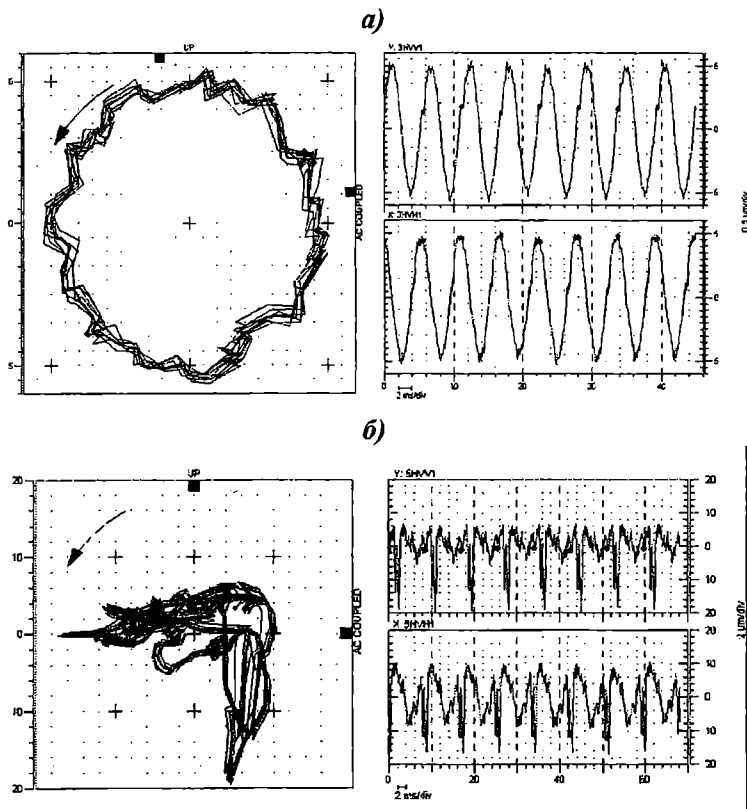
На рис.1 приведены примеры характерных орбит и временных реализаций общей вибрации Direct (двойная амплитуда виброперемещения ротора в подшипниках). Обычно вибрация ротора является следствием остаточного дисбаланса, при этом орбита представляется в виде эллипса, а временные реализации в виде синусоид. На рис. 1 а приведены орбиты ротора без видимых дефектов компрессора. На орбитах и временной реализации жирными точками показано положение отметчика частоты вращения ротора, используемого также для измерения относи-

тельной фазы колебаний. Вибрация этого ротора составляет до 10 мкм как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях.

В ряде случаев из-за дефектов шеек ротора в районе установки датчиков имеют место погрешности измерения вибрации. Так, на рис.1 б видны всплески на орбитах и синусоидах при каждом прохождении дефектного места (задира, микротрещины) около датчика. По данному рисунку можно оценить погрешность измерения вибрации до 15 мкм при фактической вибрации до 10 мкм в вертикальном направлении.

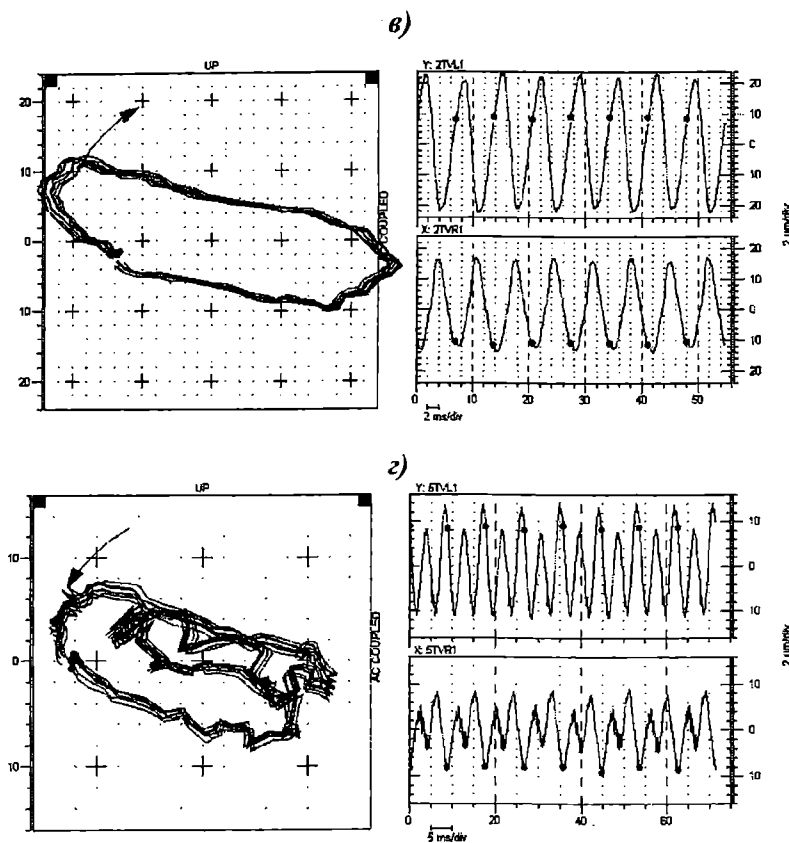
В случае расцентровки валов орбита может быть деформирована (рис.1 в), что характеризует взаимное воздействие валов через соединительную муфту, приводящее к дополнительному нагружению подшипников.

При расцентровке валов часто проявляется вторая роторная гармоника повышенного уровня  $2X$  по отношению к первой роторной гармонике  $1X$ . Так, за один оборот вала на временной реализации на рис.1 г видны два периода колебаний, а на орбитах своеобразная внутренняя петля.



*Рис. 1. Орбиты и временные реализации сигнала общей вибрации Direct роторов в подшипниках компрессоров:*

- а) - вибрация ротора КВД компрессора 103J;*
- б) - вибрация ротора КВД компрессора 105J*



Продолжение рис. 1. Орбиты и временные реализации сигнала общей вибрации Direct роторов в подшипниках компрессоров:

- в) - Вибрация ротора турбины 102JT;
- г) - Вибрация ротора турбины 105JT

Спектр сигнала вибрации. Обычно в спектре вибрации преобладающей по уровню является составляющая на частоте вращения вследствие остаточного дисбаланса ротора. Появление в спектре других высших гармоник или субгармоник с повышенным уровнем свидетельствует о возникновении и развитии определенного дефекта. На рис. 2 приведен спектр вибрации ротора компрессора с повышенным уровнем субгармоники при частоте 84 Гц, что составляет 0,47 от роторной частоты  $f_r$  и является признаком автоколебаний ротора в подшипнике. При такой частоте обычно проявляются автоколебания, вызванные свойствами масляного клина (масляная вибрация) либо аэродинамическим возбуждением вследствие износа лабиринтовых уплотнений.

На рис. 3 показан тренд общей вибрации Direct (верхняя кривая) и параметра Not1X (состав вибрации без роторной гармоники 1X).

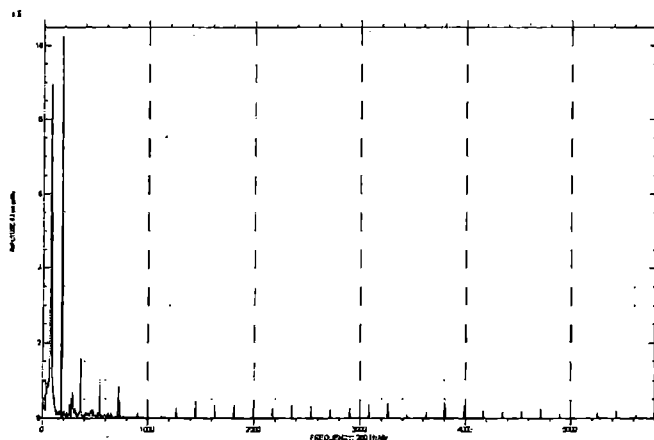


Рис. 2. Спектр вибрации ротора КНД компрессора 103J

В течение 10 месяцев эксплуатации компрессора после планового ремонта значение параметра Direct было устойчиво в пределах от 9 до 11 мкм, затем в течение двух месяцев вибрация увеличилась в два раза. При этом уровень роторной гармоники 1X оставался неизменным (на графике не приведено), а увеличение параметра Direct определялось в основном за счет субгармоники 84 Гц, которая учитывается параметром Not1X (нижняя кривая).

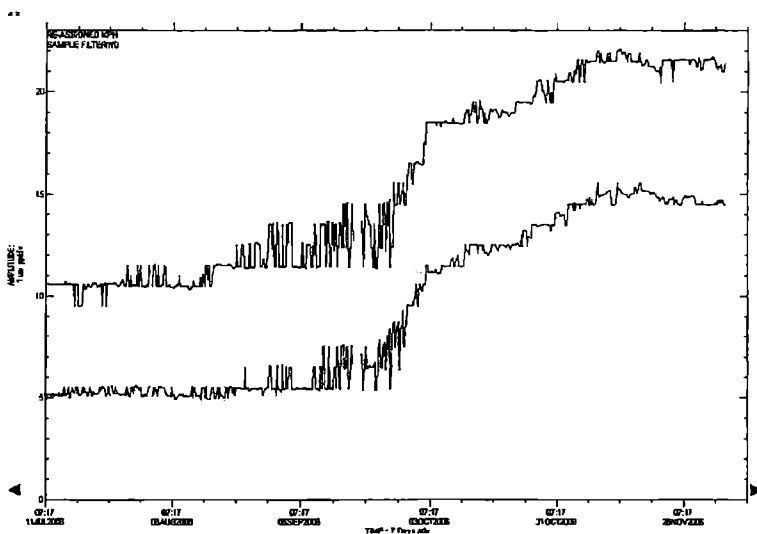
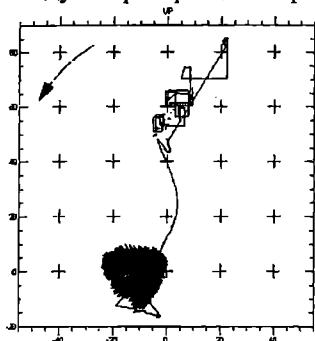


Рис. 3. Тренд вибрации ротора КНД компрессора 103J

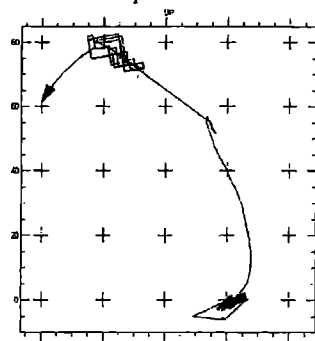
Проведенный анализ показал, что наиболее вероятным источником повышения вибрации является износ уплотнений, провоцирующий аэродинамическое возбуждение ротора, что и подтвердилось при осмотре после останова компрессора.

Среднее положение осевой линии вала в расточке подшипника.

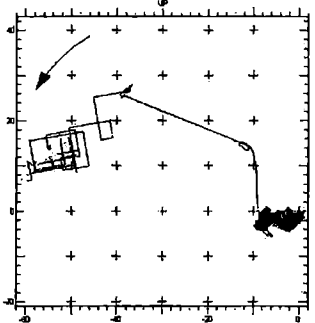
По этой характеристике можно оценить условия работы подшипников машины. Так, например, при пуске после ремонта компрессора 103J было определено положение осей валов в подшипниках (рис. 4 а, в). В подшипнике турбины (рис. 4 а) среднее положение осевой линии соответствует удовлетворительным условиям работы ротора – всплытие на масляной пленке составило до 80 мкм и незначительное смещение вправо, как и следует при вращении ротора против часовой стрелки.



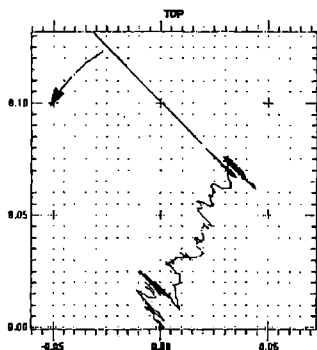
а) Всплытие ротора в подшипнике турбины.



б) Всплытие ротора в подшипнике КНД



в) Всплытие ротора в подшипнике КВД



г) Проседание ротора в подшипнике КНД вследствие износа баббита

Рис. 4. Изменение положения осевой линии вала в расточке подшипников компрессора 103J:

- а, б, в – всплытие на масляной пленке в процессе пуска;
- г – проседание в процессе эксплуатации в течение трех месяцев

В подшипнике КНД (рис. 4 б) ротор всплыл также на 80 мкм, однако был смещен влево на 40 мкм, что характеризует расцентровку валов турбины и КНД. Действительно, в результате специальных измерений с помощью системы PERMALING [1] было обнаружено, что

при прогреве корпусов КНД и турбины происходит их относительное смещение в горизонтальной плоскости на величину до 0,4 мм. При этом появляется дополнительное нагружение подшипника КНД в горизонтальном направлении.

На рис. 4 в показано неестественное положение ротора КВД (всплытие на величину всего на 15 мкм и отжатие влево до 50 мкм), что также объясняется расцентровкой валов.

Среднее положение осевой линии вала в подшипнике (рис. 4 а-в) было одной из диагностических характеристик, по которым определялось состояние машины после планового ремонта машины, то есть перед началом предстоящего двухгодичного периода эксплуатации.

На рис. 4 г показан пример изменения положения осевой линии вала в подшипнике в процессе эксплуатации компрессора. Так, из-за износа баббита колодки опорного подшипника КНД компрессора 103J за два месяца работы машины произошло перемещение точки среднего положения ротора в подшипнике вниз на 70 мкм и влево на 40 мкм. Раннее обнаружение начала износа баббита в подшипнике позволило своевременно подготовиться к ремонту, что обеспечило минимизацию вынужденных потерь производимой продукции.

Частотно-амплитудные и частотно-фазовые характеристики.

Эти характеристики дают возможность определить резонансные зоны системы ротор-опоры-фундамент агрегатов, что является одним из первых этапов исследований вибрационного состояния машин.

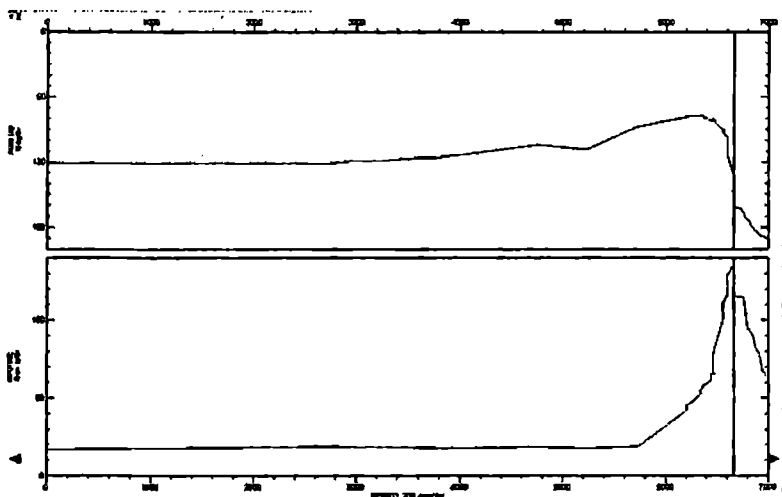
Так, например, на рис. 5 приведены указанные характеристики, которые позволили определить причину повышенной вибрации ротора КВД компрессора 102J при пуске машины после ремонта.

Пуск компрессора обычно осуществлялся автоматически по программе, в которой предусмотрен набор частоты вращения до 6500 об/мин, после чего некоторое время частота вращения не менялась. Этот период использовался для дальнейшего прогрева машины, чтобы затем вновь продолжить набор частоты вращения до номинального значения. Осуществляя пуск по указанной программе при частоте вращения 6500 об/мин вибрация ротора стала непрерывно нарастать вплоть до срабатывания защиты по вибрации.

До ремонта критическая частота вращения ротора КВД составляла в пределах от 5800 до 6000 об/мин, при этом быстрый проход этой зоны не приводил к заметному повышению вибрации. Во время ремонта компрессора были заменены опорные пятисегментные подшипники на трёхсегментные подшипники с самоустанавливающимися вкладышами на гидростатическом подвесе фирмы ТРИЗ. Такая модернизация привела к увеличению жесткости системы ротор – опоры – фундамент и, соответственно, к смещению резонанса в сторону больших значений частоты вращения. Из графиков на рис. 5 видно, что резонанс находится в диапазоне от 6600 до 6700 об/мин, об этом свидетельствует также резкое



изменение относительной фазы колебаний основной (первой) гармоники ротора 1X (верхняя кривая). Таким образом, при пуске машины по старой программе, вместо быстрого прохода резонансной зоны компрессор работал именно при критической частоте вращения, что и привело к останову по вибрации. После того, как была откорректирована программа, пуск компрессора прошел успешно.

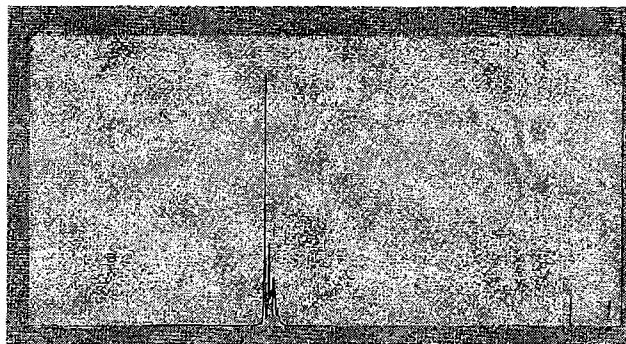


*Рис. 5. Частотно-амплитудная и частотно-фазовая характеристика ротора КВД компрессора 102*

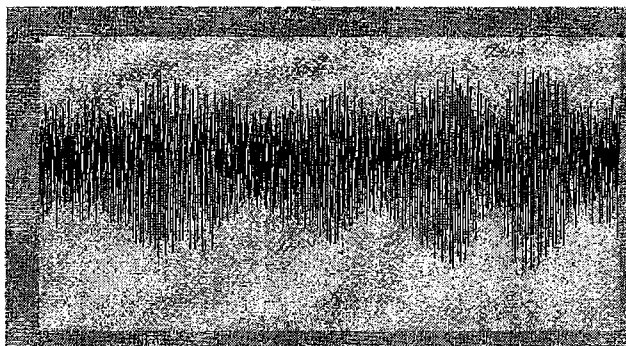
Практика использования штатной системы System-1 показала, что в ряде случаев для более полного исследования причин повышенной вибрации компрессоров необходимо дополнительно измерять вибрацию корпусов подшипников, фундаментной рамы и других элементов корпусных конструкций. Для этих целей на ОПЗ успешно используется переносная система Microlog CMXA-50 фирмы SKF.

Так, например, в 2005 г. стала проявляться повышенная вибрация корпуса КНД компрессора 103J, доходя до предельно допустимого значения. В то же время значение общей вибрации ротора Direct, т.е. штатного параметра вибрации ротора, по которому осуществляется мониторинг и блокировка машины, было в пределах от 15 до 20 мкм, т.е. соответствовало категории технического состояния «хорошее». В спектре вибрации ротора уровень первой роторной гармоники  $f_r$  был незначительным, а уровень субгармоники 83 Гц ( $0,46 f_r$ ) оказался большим, чем уровень  $f_r$ .

Измерение вибрации корпуса КНД (рис. 6 а, 6400 линий) показало, что в спектре также присутствуют субгармоники с частотами, равными 80,03; 81,53 и 83,03 Гц, а уровень первой роторной гармоники с частотой в 183 Гц оказался незначительным.



а



б

*Рис. 6. Спектр (а) и временная реализация сигнала вибрации (б) корпуса КНД в вертикальном направлении*

Наличие пиков с близкой частотой привело к биению с периодом от 0,5 до 0,7с (рис.6 б), а общий уровень виброскорости на корпусе КНД составил до 11 мм/с в стандартном диапазоне частот от 10 до 1000 Гц, что являлось предельно-допустимым в соответствии с действующими нормативами.

Такая высокая вибрация опорной системы могла быть только резонансного характера. Действительно, первая собственная частота колебательной системы ротор-корпус-опоры находилась в пределах от 78 до 86 Гц. Поэтому совпадение частоты возмущающих сил в виде низкочастотных самовозбуждающихся колебаний ротора в подшипнике, фиксируемых в пределах от 80 до 83 Гц, с собственной частотой колебательной системы привело к резонансным колебаниям этой системы.

После останова при ремонте были обнаружены трещины в направляющем аппарате КНД, износ лабиринтовых уплотнений, провоцирующий аэродинамическое возбуждение ротора, что в свою очередь вызвало резонанс корпусной конструкции.

Систематический контроль вибрационного состояния турбокомпрессоров в межремонтный период и особенно при пусковых режимах с

помощью диагностической системы System-1 дал возможность эксплуатационному персоналу более обоснованно принимать решения по обеспечению надежности и безопасности машин.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Соломатин С.Я., Краевский В.Н., Демидов В.Н. Центровка роторов центробежного компрессора с учетом термических деформаций опорной системы // *Компрессорная техника и пневматика*, 2006. – № 2.
2. Рунов Б.Т. *Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов*. М.: Энергоиздат, 1982.

Надійшла 05.02.07

УДК 620:178.3

А.В. Коноплев

## ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ПОСТРОЕНИЯ КРИВОЙ УСТАЛОСТИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТРЕХПАРАМЕТРИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ ВЕЙБУЛЛА

*Исследовано влияние выбора модели кривой усталости на величину коэффициента корреляции. Показано, что максимальное его значение имеет место при использовании уравнения Вейбулла, в котором вместо предела выносливости используется варьруемый параметр.*

**Ключевые слова:** кривая усталости, коэффициент корреляции, многоцикловая усталость, предел выносливости, степенное уравнение, показательное уравнение.

При использовании трёхпараметрического уравнения Вейбулла для экспериментального построения кривых усталости коэффициент корреляции, как правило, ниже, чем при использовании двухпараметрических, в частности степенного и показательного уравнений. В канонической форме уравнение Вейбулла имеет вид

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_W} \cdot (N + B) = 10^{C_W} \quad (1)$$

или

$$m_W \lg(\sigma - \sigma_R) + \lg(N + B) = C_W, \quad (2)$$

где  $\sigma$  и  $N$  – переменные значения напряжения и числа циклов до разрушения соответственно;  $m_W$ ,  $C_W$  и  $B$  – параметры уравнения;  $\sigma_R$  – предел выносливости. Параметр  $B$  принимает значения в пределах от 0 до  $5 \cdot 10^4$  циклов. Поэтому его можно не учитывать при обработке результатов усталостных испытаний, если минимальная долговечность превышает  $10^5$  циклов.

Таким образом, при испытаниях на многоцикловую усталость можно использовать уравнение Вейбулла в виде

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_W} \cdot N = 10^{C_W} \quad (3)$$

или

$$m_W \lg(\sigma - \sigma_R) + \lg N = C_W. \quad (4)$$

В координатах  $\lg(\sigma - \sigma_R) - \lg N$ , кривая усталости, выраженная уравнением (4), изображается прямой линией. В данном уравнении пара-

метр  $m_w$  является угловым коэффициентом,  $C_w$  – значение величины  $\lg N$  при пересечении прямой с осью абсцисс. При этом предел выносливости  $\sigma_R$  определяет положение кривой усталости относительно оси ординат и, следовательно, влияет на параметры  $m_w$  и  $C_w$ .

Одним из основных критериев обоснованности выбора математической модели кривой усталости является коэффициент корреляции, показывающий тесноту связи между случайными независимыми нормально распределёнными величинами (в данном случае между  $\lg(\sigma - \sigma_R)$  и  $\lg N$ ).

Заменим в уравнении (3) предел выносливости, на переменную величину  $A$ , варьируя которой можно влиять на коэффициент корреляции. В этом случае уравнение (3) перепишем в виде.

$$(\sigma - A)^{m_{ir}} \cdot N = 10^{C_{ir}}. \quad (5)$$

Для иллюстрации влияния параметра  $A$  на коэффициент корреляции обратимся к экспериментальным данным. Для исследования закономерностей этого влияния проведём анализ результатов испытаний образцов на сопротивление усталости с широким диапазоном значений  $\alpha_\sigma$  и  $\lg L/G$  (теоретического коэффициента концентрации напряжений и логарифма критерия подобия усталостного разрушения). Воспользуемся результатами испытаний гладких образцов и образцов с надрезом, изготовленных из конструкционных сталей (сталь 18Х2Н4ВА и сталь 35) [1]. Ниже на рис. 1 а и 1 б представлены конструкции этих образцов, а в табл. 1 приведены их характеристики.

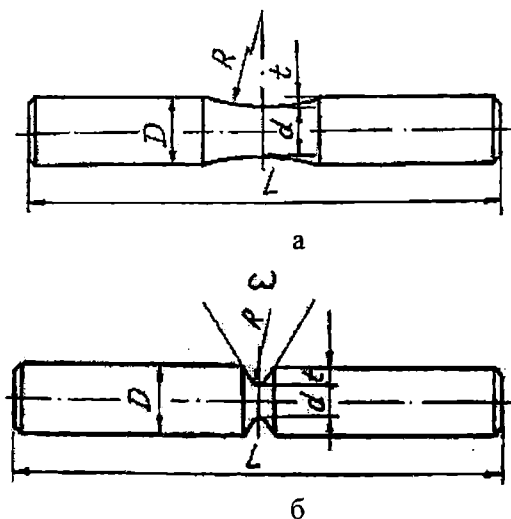


Рис. 1. Конструкции образцов: а – гладкий, б – с надрезом

Длина образцов  $L$  составляла 226 мм., диаметр под цанговые зажимы – 12 мм., диаметр рабочей части – 10 мм., глубина выточки  $t$ , угол раскрытия  $\omega$  и радиус закругления у дна выточки  $R$  варьировались в зависимости от типа образца.

Таблица 1

Характеристики образцов

Тип образца	Форма рабочей части	$d_1$ , мм	$d$ , мм	$t$ , мм	$r$ , мм	$\omega$ ,	$\lg L/G$	$\alpha_\sigma$
I	с надрезом	15	7,5	3,75	0,25	42°42'	0,455	3,124
II	с надрезом	17	7,5	4,75	0,80	64°31'	0,930	1,964
III	с надрезом	17	10	3,50	1,00	70°43'	1,155	1,996
IV	с надрезом	17	7,5	4,75	2,00	87°54'	1,270	1,471
V	без надреза	17	7,5	-	-	-	1,946	1,0
VI	без надреза	17	10	-	-	-	2,196	1,0
VII	без надреза	17	10	-	-	-	2,548	1,0

Испытания образцов проводились при частоте 50 Гц. Нагрузка (изгибающий момент) осуществлялась за счёт центробежной силы от вращающихся грузов (нагружение переменным вектором силы). При этом образцы, закреплённые в цанговых зажимах, были неподвижными. Такая схема нагружения имеет преимущество перед конструкцией с вращающимся образцом. Оно заключается в отсутствии дополнительной динамической силы, обусловленной прогибом образца.

Результаты испытаний семи типов (гладких и надрезанных) образцов приведены в таблице 2.

Основываясь на опытных данных, приведенных в табл. 2, определим параметры и коэффициенты корреляции уравнений (3) и (5).

Как известно, наряду с уравнением Вейбулла на практике часто применяют степенное (6) и показательное (7) уравнения

$$m \cdot \lg \sigma + \lg N = C_c, \quad (6)$$

$$\sigma/K + \lg N = C_n, \quad (7)$$

где  $m$ ,  $C_c$ ,  $K$  и  $C_n$  – параметры.

*Результаты испытаний образцов*

Номер образца	$\sigma$ , МПа	$N$	Номер образца	$\sigma$ , МПа	$N$	Номер образца	$\sigma$ , МПа	$N$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Образцы I типа, сталь 18X2H4BA ( $\sigma_R=200$ МПа)								
1	320	58700	8	280	209600	15	240	810700
2	320	77400	9	280	273400	16	210	735400
3	320	91100	10	280	304900	17	210	1072000
4	320	103800	11	240	361400	18	210	1894000
5	320	110300	12	240	405800	19	210	2148000
6	280	115600	13	240	513200	20	210	2863000
7	280	183200	14	240	640800	-	-	-
Образцы III типа, сталь 18X2H4BA ( $\sigma_R=240$ МПа)								
1	360	80400	8	320	214300	15	280	679500
2	360	98100	9	320	261900	16	250	724800
3	360	112500	10	320	304500	17	250	991600
4	360	127300	11	280	284200	18	250	1695000
1	2	3	4	5	6	7	8	9
5	360	142300	12	280	413100	19	250	2158000
6	320	156100	13	280	497600	20	250	3075000
7	320	187600	14	280	542400	-	-	-
Образцы V типа, сталь 18X2H4BA ( $\sigma_R=415$ МПа)								
1	520	140200	8	480	479400	15	440	1253000
2	520	198400	9	480	534100	16	420	1076000
3	520	207500	10	480	618000	17	420	2804000
4	520	242000	11	440	681300	18	420	2967000
5	520	293600	12	440	873000	19	420	3476000
6	480	287300	13	440	941300	20	420	4684000
7	480	422000	14	440	990700	-	-	-
Образцы VI типа, сталь 18X2H4BA ( $\sigma_R=370$ МПа)								
1	480	59800	8	440	341400	15	400	1089000
2	480	97600	9	440	388900	16	380	764900
3	480	121300	10	440	457200	17	380	1881000
4	480	136400	11	400	513900	18	380	2614000
5	480	160300	12	400	724200	19	380	2949000
6	440	172600	13	400	793400	20	380	4071000
7	440	285400	14	400	857100	-	-	-
Образцы II типа, сталь 35 ( $\sigma_R=190$ МПа)								
1	320	62300	8	280	198600	15	230	805400
2	320	81900	9	280	221300	16	200	941600
3	320	86100	10	280	260100	17	200	1094000

4	320	91400	11	230	344500	18	200	1423000
5	320	97800	12	230	563400	19	200	1816000
6	280	126700	13	230	479200	20	200	2085000
7	280	173200	14	230	719800	-	-	-
Образцы IV типа, сталь 35 ( $\sigma_R=240$ МПа)								
1	360	73700	8	320	294300	15	280	939400
2	360	97400	9	320	341600	16	250	984300
3	360	118500	10	320	427800	17	250	1903000
4	360	136700	11	280	403100	18	250	2176000
5	360	183300	12	280	614800	19	250	2713000
6	320	202200	13	280	731200	20	250	3816000
7	320	267500	14	280	809500	-	-	-
Образцы V типа, сталь 35 ( $\sigma_R=280$ МПа)								
1	400	63000	8	360	193100	15	320	785200
2	400	68900	9	360	252400	16	290	1274000
1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	400	81400	10	360	295500	17	290	2063000
4	400	88700	11	320	310700	18	290	2481000
5	400	99700	12	320	503100	19	290	2764000
6	360	139400	13	320	587900	20	290	2987000
7	360	181700	14	320	641700	-	-	-
Образцы VII типа, сталь 35 ( $\sigma_R=250$ МПа)								
1	360	143200	8	320	349100	15	280	976300
2	360	179700	9	320	389400	16	260	1031000
3	360	191200	10	320	573100	17	260	2148000
4	360	237100	11	280	413500	18	260	3092000
5	360	298400	12	280	618200	19	260	3615000
6	320	258000	13	280	740100	20	260	4675000
7	320	293600	14	280	785300	-	-	-

С целью сравнительной оценки этих уравнений с уравнением Вейбулла, произведём также расчёт их параметров и коэффициентов корреляции. Результаты расчёта представлены в табл. 3.

Анализируя данные табл. 3, можно сделать следующие обобщения и выводы.

1. Максимальный коэффициент корреляции  $R$  имеет место в случае использования в качестве математической модели кривой усталости модернизированного уравнения Вейбулла (5). Это обусловлено возможностью варьирования параметром  $A$  при обработке экспериментальных данных;

2. Величины коэффициентов корреляции степенного и показательного уравнений достаточно близки. Однако при этом в случае использования степенного уравнения  $R$  во всех случаях выше;



3. Коэффициент корреляции уравнения Вейбулла принимает значения как меньше, так и больше величин  $R$  степенного и показательного уравнений;

4. Параметр  $A$  изменяется в широких пределах и принимает только положительные значения в интервале  $0 - \sigma_R$ ;

5. Использование зависимости (5) в качестве уравнения кривой усталости обосновано высоким выборочным коэффициентом корреляции между случайными величинами  $\lg(\sigma - A)$  и  $\lg N$ . Это позволяет однозначно выбирать эту математическую модель при решении конкретных задач.

Таблица 3

Результаты расчёта параметров уравнений кривых усталости

Уравнение 6			Уравнение 7			Уравнение 3			Уравнение 5			
$m$	$C_C$	$R_1$	$K$ , МПа	$C_{II}$	$R_2$	$m_W$	$C_W$	$R_3$	$m'_W$	$C'_W$	$A$ , МПа	$R_4$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Образцы I типа, сталь 18X2H4BA ( $\sigma_R=200$ МПа)												
7,5	23,7	0,9483	79,5	8,8	0,9438	1,3	7,7	0,9284	3,8	13,6	125	0,9497
Образцы III типа, сталь 18X2H4BA ( $\sigma_R=240$ МПа)												
8,0	25,4	0,9339	85,8	9,1	0,9260	1,2	7,5	0,9365	2,0	9,4	215	0,9440
Образцы V типа, сталь 18X2H4BA ( $\sigma_R=415$ МПа)												
13,1	40,8	0,9251	81,8	11,5	0,9204	0,9	7,2	0,9332	1,5	8,4	401	0,9421
Образцы VI типа, сталь 18X2H4BA ( $\sigma_R=370$ МПа)												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
14,0	43,3	0,9340	70,5	11,7	0,9314	1,4	7,9	0,9249	3,3	12,3	320	0,9375
Образцы II типа, сталь 35 ( $\sigma_R=190$ МПа)												
6,3	20,6	0,9718	93,5	8,3	0,9690	1,2	7,5	0,9438	4,9	16,8	55	0,9720
Образцы IV типа, сталь 35 ( $\sigma_R=240$ МПа)												
8,6	26,9	0,9503	80,8	9,4	0,9463	1,3	7,8	0,9327	3,6	13,2	170	0,9522
Образцы V типа, сталь 35 ( $\sigma_R=280$ МПа)												
10,6	32,4	0,9699	73,9	10,2	0,9645	1,4	7,8	0,9616	3,1	11,7	235	0,9756
Образцы VII типа, сталь 35 ( $\sigma_R=250$ МПа)												
9,1	28,4	0,8883	76,7	9,8	0,8770	1,2	7,7	0,9333	1,2	7,7	250	0,9333

### ЛИТЕРАТУРА

1. Исследование конструктивной прочности деталей турбодетандеров с целью её повышения: Отчёт о НИР, № государственной регистрации 72037349. – Одесса: ОПИ. – 1973. – 110 с.

Надійшла 19.02.07

## ОБОСНОВАНИЕ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СКВ С ПЕРЕКРЕСТНЫМ ТОКОМ ФАЗ

*Проведено экономико-математическое моделирование испарительного охладителя с перекрёстной схемой движения фаз. Управление проектом рассматриваемого аппарата реализуется решением задачи нелинейного программирования с дифференциальными связями в частных производных, описывающими процессы теплообмена в контактном устройстве аппарата. В качестве целевой функции используются приведенные затраты, отнесённые к году эксплуатации. Получены значения конструктивных и эксплуатационных характеристик аппарата.*

***Ключевые слова:** проектное решение, кондиционирования воздуха, поперечноточный испарительный охладитель, экономическая эффективность, целевая функция, минимизация с ограничениями, теплообмен, оптимальные конструктивные и эксплуатационные характеристики*

### Введение

Одним из эффективных способов теплообменного (ТМО) взаимодействия жидкостей и газов является прямое контактирование фаз при пленочных гравитационных течениях жидкости. Эти процессы реализуются в испарительных охладителях (ИО) различного типа в зависимости от схемы контактирования фаз (прямоток, противоток и перекрёстный ток). Насадка теплообменного аппарата (ТМА) представляет собой эквидистантно расположенные листы плёноносителя, образующие систему разделённых вертикальных каналов, по стенкам которых стекает жидкостная плёнка, а в середине прямо-, противо- или поперечноточно ей движется воздушный поток. Раздельное течение этих потоков обеспечивает минимизацию энергозатрат на прокачку теплоносителей и высокую компактность ТМА. Поперечноточные контактные аппараты получили широкое применение для охлаждения жидкости в качестве вентиляторных градирен [1; 4]. Значительный интерес представляет также использование аппаратов этого типа для организации процессов кондиционирования воздуха. Поперечноточные плёночные аппараты по сравнению с противоточными обладают рядом конструктивных и технологических достоинств: большая устойчивость течения двухфазных потоков при гофрированных насадочных элементах, возможность увеличения предельных скоростей движения воздушного потока до 10-12 м/с (для противоточных

аппаратов эта скорость составляет 4-5 м/с, что обусловлено механизмом захлёбывания насадочной части), невысокое гидравлическое сопротивление, значительное уменьшение вертикальных габаритов, улучшение условий работы вентилятора. Достоинства аппаратов, работающих по поперечноточной схеме контактирования, часто являются определяющими при их применении. Кроме того, наличие поперечных гофр насадочных элементов приводит к интенсивной турбулизации газового потока (интенсификации процессов переноса), не нарушая при этом устойчивость разделённого двухфазного потока.

Практическое использование испарительных методов в СКВ, являясь оптимальной интеграцией методов естественного и искусственного охлаждения сред, для принятия проектных решений требует исследование нескольких принципиальных вопросов. Среди которых важнейшим является экономико-математическое обоснование проектных решений.

Проектирование рациональной конструкции всякого ТМА сопряжено с достаточно большим количеством вариантов принятия проектных решений. Наличие же дифференциальных связей при конструктивном варьировании значительно увеличивает число степеней свободы системного проекта, что приводит к существенному усложнению задачи многопараметрической оптимизации. Такие задачи проектирования, даже при заданной базе элементов конструкции, являются неоднозначными, и успешность решения этих задач во много определяется одно- или многоцелевым поиском оптимальных решений. В большинстве известных работ по расчёту массообменной аппаратуры [1; 2; 3; 4; 5] наибольшее предпочтение, как наиболее объективным, отдаётся экономическим критериям. В данной работе в качестве критерия эффективности проекта используются приведенные затраты.

### Математическая модель противоточного испарительного охладителя

Процессы тепломассообмена в контактном устройстве пленочного аппарата при перекрестном движении фаз в общепринятых допущениях описываются следующей системой дифференциальных уравнений в частных производных [6; 9; 11]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial t}{\partial x} = a_1(\theta - t) + b_1(p - p') \\ \frac{\partial \theta}{\partial z} = a_2(t - \theta) \\ \frac{\partial p}{\partial z} = b_2(p' - p) \end{array} \right. \quad (1)$$

с граничными условиями

$$\begin{aligned} \text{при } x = 0 \quad t = t_0 \\ \text{при } z = 0 \quad \theta = \theta_0, \quad p = p_0. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь  $t = t(x, z)$  – температура жидкости;  $\theta = \theta(x, y)$ ,  $p = p(x, z)$  – температура и парциальное давление влажного воздуха;  $p'$  – парциальное давление насыщенного пара. Ось  $x$  направлена вертикально вниз, по ходу движения жидкости, а  $z$  – по направлению движения воздуха.

Коэффициенты  $a_1, b_1, a_2, b_2$  уравнений (1) для насадочного слоя, состоящего из плоских листов, как и прежде, определяются следующими соотношениями

$$a_1 = \frac{\alpha}{g_{жс} c_{жс}}, \quad b_1 = \frac{r_0 \beta_p}{g_{жс} c_{жс}}, \quad a_2 = \frac{\alpha}{g_г c_г}, \quad b_2 = 1,608 \frac{\beta_p p_B}{g_г},$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·град);

$\beta_p$  – коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений, с/м;

$c_{жс}, c_г$  – теплоемкости жидкости и газа, Дж/(кг·град);

$p_B$  – барометрическое давление, Па;

$g_{жс}, g_г$  – массовые расходы жидкости и газа, приходящиеся соответственно на единицу ширины и высоты плоского канала насадки, кг/(м·с).

Коэффициент теплообмена без учета волнообразования на поверхности пленки жидкости определяется по формуле Михеева

$$Nu = \frac{\alpha d_{эк}}{\lambda_г} = 0,021 Re_г^{0,8} Pr_г^{0,4},$$

где  $d_{эк} = 2b$  – эквивалентный диаметр плоского канала, м;

$b$  – расстояние между листами насадки, м;

$\lambda_г$  – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·град);

$Re_г = \frac{4 g_г}{\mu_г}$  – число Рейнольдса для воздуха;

$\mu_г$  – динамический коэффициент вязкости воздуха, кг/(с·м);

$Pr_г = \frac{\mu_г}{\rho_г a_г}$  – число Прандтля;

$\rho_г$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;

$a_г$  – коэффициент температуропроводности газа, м<sup>2</sup>/с.

Коэффициент массоотдачи связан с коэффициентом теплоотдачи с помощью аналогии Чилтона-Колбэрна

$$Sh = \left( \frac{D}{a} \right)^{-\frac{1}{3}} Nu,$$

где  $Sh = \frac{\beta_p d_{эк}}{D_p}$  – число Шервуда;

$R_p = 461,5$  – газовая постоянная водяного пара, Дж/(кг·град);

$D = 0,0231 \cdot 10^{-3} \frac{p_0}{p} \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1,81}$  – коэффициент диффузии, м<sup>2</sup>/с;

$p_0 = 9,8 \cdot 10^4$  Па,  $T_0 = 273$  °С.

Полагая, что коэффициенты  $a_1, b_1, a_2, b_2$  являются физическими постоянными и для системы вода-воздух при  $t = 25$  °С, получим

$$a_1 = 0,611 \cdot 10^{-5} \frac{Nu}{d_{эк} g_{ж}}, \frac{1}{м}; \quad a_2 = 0,2476 \cdot 10^{-4} \frac{Nu}{d_{эк} g_2}, \frac{1}{м}; \quad (3)$$

$$b_1 = 0,1013 \cdot 10^{-6} \frac{Nu}{d_{эк} g_{ж}}, \frac{град}{м \cdot Па}; \quad b_2 = 0,2794 \cdot 10^{-4} \frac{Nu}{d_{эк} g_2}, \frac{1}{м},$$

при этом коэффициент массоотдачи

$$Sh = 0,944 Nu.$$

Для парциального давления насыщенного пара  $p' = p'(t)$  предполагаем линейную зависимость [6]

$$p' = m + n t, \text{ Па} \quad (t \text{ в } ^\circ\text{С}). \quad (4)$$

Решение уравнений (1) ищем в виде [9]

$$t(x, z) = t_1(z) + e^{-c_1 x} T(x, z)$$

$$\theta(x, z) = \theta_1(z) + e^{-c_2 x} Q(x, z) \quad (5)$$

$$p(x, z) = p_1(z) + e^{-c_3 x} P(x, z).$$

Новые неизвестные функции  $t_1(z), \theta_1(z), p_1(z), T(x, z), Q(x, z), P(x, z)$  удовлетворяют следующим краевым задачам:

$$\begin{cases} c_2 t_1 = a_1 \theta_1 + b_1 p_1 - b_1 m \\ \frac{d \theta_1}{d z} + a_2 \theta_1 = a_2 t_1 \\ \frac{d p_1}{d z} + b_2 p_1 = b_2 n t_1 + b_2 m \end{cases} \quad (6)$$

при  $z = 0 \quad \theta_1 = \theta_0, \quad p_1 = p_0.$  (7)

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial x} = a_1 Q + b_1 P \\ \frac{\partial Q}{\partial z} + a_2 Q = a_2 T \\ \frac{\partial P}{\partial z} + b_2 P = b_2 n T \end{cases} \quad (8)$$

при  $x = 0 \quad T = t_0 - t_1(z)$  (9)

при  $z = 0 \quad Q = 0, \quad P = 0.$

Решение задачи (6)-(7) имеет вид

$$t_1(z) = \eta_0 + \zeta_0 e^{-cz}, \quad c = \frac{a_1 b_2 + a_2 b_1 n}{c_2}, \quad (10)$$

$$\theta_1(z) = \theta_0 + \frac{a_2 b_1}{c c_2} (p_0 - m - n \theta_0) (1 - e^{-cz}) \quad (11)$$

$$p_1(z) = \frac{1}{c c_2} [a_2 b_1 n p_0 + a_1 b_2 m + a_1 b_2 n \theta_0 + a_1 b_2 (p_0 - m - n \theta_0) e^{-cz}]. \quad (12)$$

Тогда решение задачи (8)-(9) для функций  $Q(x, z)$  и  $P(x, z)$  определяется из уравнений

$$Q(x, z) = a_2 \int_0^z T(x, \zeta) e^{-a_2(z-\zeta)} d\zeta \quad (13)$$

$$P(x, z) = b_2 n \int_0^z T(x, \zeta) e^{-b_2(z-\zeta)} d\zeta \quad (14)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T}{\partial x} = \int_0^z T(x, \zeta) K(z - \zeta) d\zeta \\ K(z) = a_1 a_2 e^{-a_2 z} + b_1 b_2 n e^{-b_2 z} \\ \text{при } x = 0 \quad T(z) = t_0 - t_1(z) \end{array} \right. \quad (15)$$

Решение интегро-дифференциального уравнения (15) ищем в виде степенного ряда

$$T(x, z) = \sum_{n=0}^{\infty} z_n(z) x^n. \quad (16)$$

Подстановка разложения (16) в (15) даёт следующие рекуррентные соотношения

$$\bar{z}_{n+1}(z) = \frac{1}{n+1} \int_0^z \bar{z}_n(\zeta) K(z - \zeta) d\zeta, \quad (17)$$

$$\bar{z}_0(z) = 1 + c_0 e^{-c z}, \quad \bar{z}_n(z) = \frac{z_n(z)}{t_0 - \eta_0}, \quad c_0 = -\frac{\zeta_0}{t_0 - \eta_0}.$$

Можно показать, что ряд (16) имеет равномерную сходимость, при этом имеют место оценки

$$\bar{z}_n(z) \leq N \frac{z^n}{(n!)^2} \quad (N - \text{const}). \quad (18)$$

Функции  $\bar{z}_n(z)$  определяем в следующем виде:

$$\bar{z}_{n+1}(z) = d_{n+1} + c_{n+1} e^{-c z} + e^{-a_2 z} \sum_{k=0}^n a_{n+1}(z) + e^{-b_2 z} \sum_{k=0}^n b_{n+1}(z). \quad (19)$$

$$\bar{z}_0(z) = 1 + c_0 e^{-c z}.$$

В результате распределение температур и парциального давления пара в плоском канале насадочного слоя представляется следующими зависимостями:

$$t(x, z) = t_1(z) + e^{-c_2 x} \sum_{n=0}^{\infty} z_n(z) x^n \quad (20)$$

$$\theta(x, z) = \theta_1(z) + a_2 e^{-c_2 x} \sum_{n=1}^{\infty} x^n \int_0^z z_n(z) e^{-a_2(z-\zeta)} d\zeta \quad (21)$$

$$p(x, z) = p_1(z) + b_2 n e^{-c_2 x} \sum_{n=0}^{\infty} z_n(z) e^{-b_2(z-\zeta)} d\zeta, \quad (22)$$

где функции  $z_n(z)$  определяются соотношениями (19).

Ниже приведены сравнения (рис. 1; 2) расчетных результатов, полученных на основе аналитических зависимостей (20)-(22) с экспериментальными данными других авторов [6; 7].

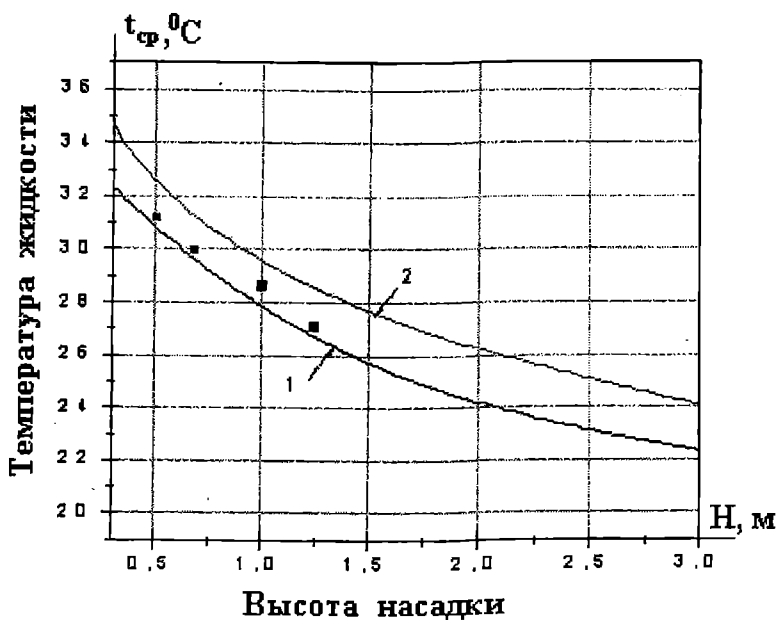


Рис. 1. Зависимость средней температуры жидкости на выходе из аппарата от высоты насадки при  $V = 4$  м/с и  $L = 1,6$  м:

- 1 – аналитическое решение;
- 2 – численный расчёт;
- – экспериментальные данные

Расчётные условия соответствуют поперечноточному ИО, для которого:

- расход жидкости  $G_{ж} = 50$  м<sup>3</sup>/ч;
- расстояние между листами  $b = 11$  мм;
- количество листов  $n_s = 163$ ;
- условия на входе в аппарат  $t_0 = 35$  °C,  $\theta_0 = 27$  °C,  $p_0 = 1970$  Па.



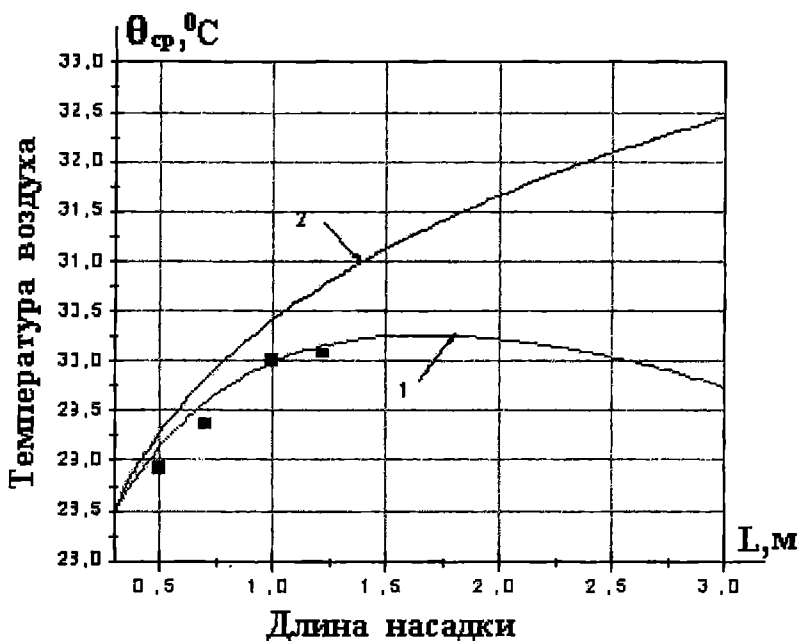


Рис. 2. Зависимость средней температуры воздуха на выходе из аппарата от длины насадки при  $V = 4/c$  и  $H = 0,9$  м:

- 1 – аналитическое решение;
- 2 – численный расчёт;
- – экспериментальные данные

Предельная температура охлаждения воды  $t$  достигается в результате рециркуляции воды, в этом случае средняя её температура на выходе из аппарата равна средней температуре её на входе.

Предельный режим охлаждения для перекрёстноточного аппарата определяется из аналитического решения задачи (20)-(22) при условии когда  $x \rightarrow \infty$ . В результате предельные характеристики на выходе из аппарата имеют следующие представления [6; 9]:

$$t_1(L) = \eta_0 + \zeta_0 e^{-cL},$$

где  $L$  – длина аппарата (в направлении движения воздуха)

$$\theta_1(L) = \theta_0 + \frac{a_2 b_1}{c c_2} (p_0 - m - n \theta_0) (1 - e^{-cL}), \quad (23)$$

$$p_1(L) = \frac{1}{c c_2} [a_2 b_1 n p_0 + a_1 b_2 m + a_1 b_2 n \theta_0 + a_1 b_2 (p_0 - m - n \theta_0) e^{-cL}],$$

Для условий поперечноточного испарительного охладителя при рециркуляции жидкости получены следующие распределения температур для жидкости  $t = t(z)$  и воздуха  $\theta = \theta(z)$ , а также парциального давления пара  $p = p(z)$  по длине насадки (рис. 3):

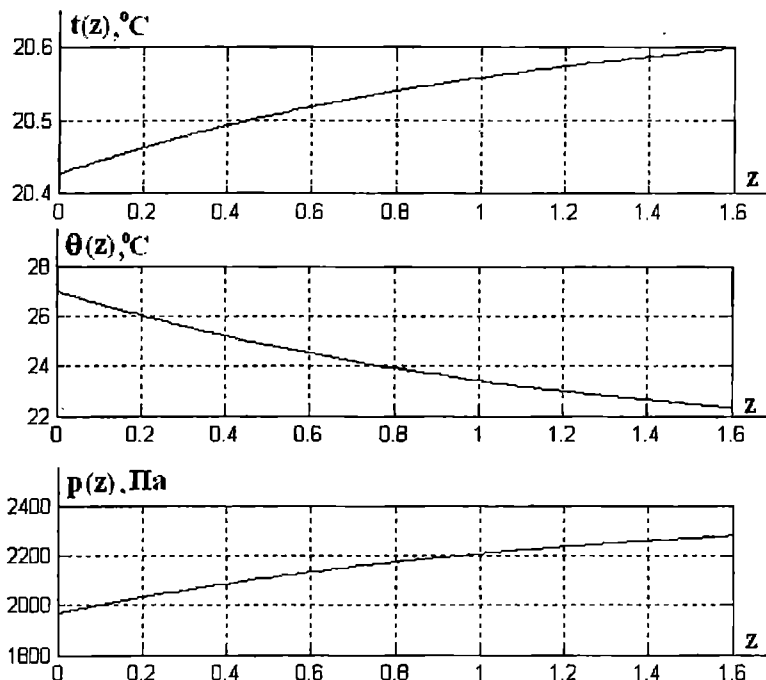


Рис. 3. Предельные характеристики аппарата ( $L = 1,6$  м)

Значения предельных температур и парциального давления пара таковы:

$$t = 20,599 \text{ }^{\circ}\text{C}, \theta(L) = 20,599 \text{ }^{\circ}\text{C}, p(L) = 2279,3 \text{ Па}$$

(начальная температура воды  $t_0 = 35^{\circ}\text{C}$ , температура воздуха и парциальное давление пара на входе в аппарат соответственно  $\theta_0 = 27^{\circ}\text{C}$  и  $p_0 = 1967,2 \text{ Па}$ ).

### Проектное решение для перекрёстноточного испарительного охладителя

Целевая функция приведенных затрат для вентиляторной градирни  $\Pi(x_1, x_2, \dots, x_n, p_1, p_2, \dots, p_m)$ , зависящая от переменных  $x_i$  и параметров  $p_k$ , в общем случае имеет вид

$$\begin{aligned} \Pi(x_1, x_2, \dots, x_n, p_1, p_2, \dots, p_m) = & n_F F(x_1, x_2, \dots, p_1, p_2, \dots) + \\ & + n_{N_H} N_H(x_1, x_2, \dots, p_1, p_2, \dots) + n_{N_B} N_B(x_1, x_2, \dots, p_1, p_2, \dots) + \\ & + S_{T_H} \tau + S_{T_H} \tau G_H(x_1, x_2, \dots, p_1, p_2, \dots) + S_{T_B} \tau G_B(x_1, x_2, \dots, p_1, p_2, \dots), \end{aligned} \quad (24)$$

где площадь теплообменной поверхности  $F(x_1, x_2, \dots, x_n, p_1, p_2, \dots, p_m)$ , мощности  $N_H(x_1, x_2, \dots, x_n, p_1, p_2, \dots, p_m)$ ,  $N_B(x_1, x_2, \dots, x_n, p_1, p_2, \dots, p_m)$  насоса и вентилятора, массовые расходы теплоносителей  $G_H(x_1, x_2, \dots, x_n, p_1, p_2, \dots, p_m)$ ,  $G_B(x_1, x_2, \dots, x_n, p_1, p_2, \dots, p_m)$  являются функциями независимых величин  $x_1, x_2, \dots, x_n$  и параметров  $p_1, p_2, \dots, p_m$ .

Расчёт оптимальной конструкции градирни сводится к решению задачи определения минимума функции  $\Pi$  при наличии связей, накладываемых на величины  $x_1, x_2, \dots, x_n, p_1, p_2, \dots, p_m$ . В общем случае уравнения связей представляются как

$$f_i(x_1, x_2, \dots, x_n, p_1, p_2, \dots, p_m) = 0. \quad (25)$$

В случае нелинейных зависимостей (24) и (25) минимизация функции  $\Pi$  является задачей нелинейного программирования.

В явной форме экономическая эффективность (24) представляется в следующей форме [2; 3; 5]:

$$\Pi = \mathcal{E} + \frac{k}{\tau_{но}} = n_F F + n_{N_H} N_H + n_{N_B} N_B + G_H S_{Тн} \tau_2, \quad (26)$$

где  $\mathcal{E}$  – годовые эксплуатационные расходы, грн/год;

$\frac{k}{\tau_{но}}$  – капиталовложения, приходящиеся на один год нормативного

срока окупаемости  $\tau_{но}$ , грн/год;

$$\begin{aligned} n_F &= K_F \left( a_{mo} + p_{mo} + \frac{1}{\tau_{но}} \right), \\ n_{N_H} &= K_{N_H} \left( a_n + p_n + \frac{1}{\tau_{но}} \right) + S_3 \tau_2, \\ n_{N_B} &= K_{N_B} \left( a_n + p_n + \frac{1}{\tau_{но}} \right) + S_3 \tau_2, \end{aligned} \quad (27)$$

где  $K_{N_H}, K_{N_B}$  – удельные капиталовложения, приходящиеся на насос и вентилятор, грн/кВт;

$G_H$  – расход воды, необходимый для восполнения её в градирне, м<sup>3</sup>/ч;

$K_F$  – удельные капиталовложения на аппарат, грн/м<sup>3</sup>;

$S_3$  – стоимость электроэнергии,  $S_3 = 0,15$  грн/кВт;

$S_{Тн}$  – стоимость воды,  $S_{Тн} = 1$  грн/м<sup>3</sup>;

$a_{то} = a_n = 9,2\%$  – годовые амортизационные отчисления на капиталовложения (градирня и нагнетатели);

$p_{то} = p_n = 5,85\%$  – годовые отчисления на текущий ремонт и содержание градирни и оборудования;

$\tau_{но} = 5$  лет – нормативный срок окупаемости;

$1/\tau_{но} = 20\%$ ;

$\tau_r = 7000$  – годовое число часов работы оборудования.

Цена аппарата определяется соотношением

$$C_{ап} = K_F F = M_{ап} K_{ап},$$

где  $M_{ап}$  – масса, т;

$K_{ап}$  – цена единицы массы аппарата, грн / т.

Масса аппарата равна

$$M_{ап} = n S \delta \rho = n L H \delta \rho, \quad (28)$$

где  $n$  – количество листов плоскопараллельной насадки;

$S$  – площадь листа ( $S = L H$ ,  $L$  – длина листа, м;

$H$  – высота насадки, м);

$\delta$  – толщина листа ( $\delta = 0,2$  мм);

$\rho$  – плотность материала насадки (алюминий  $\rho = 2,71$  т/м<sup>3</sup>). Цена единицы массы насадки складывается [5] из стоимости изготовления одной тонны насадки и её монтажа – 13,8 % стоимости тонны аппарата и цены материала насадки – 13300 грн/т. К цене единицы массы оросителя прибавляется удвоенная стоимость наружной обечайки, решёток, отбойников, распределительного устройства воды и др. Таким образом,  $K_{ап} = 23800$  грн/т.

Удельные капиталовложения в насосы (консольные) и вентиляторы (осевые) включают в себя их стоимость совместно с электродвигателями и стоимости монтажа. Эти затраты, по данным ПО Санвентика (Россия) (<http://www.sanventika.ru>) можно определить по уравнениям

$$K_{Nн} = c_n + a_{1н} N_n^{b_n}; \text{ грн/кВт} \quad (a_{1н} = 1,103, b_n = 3,411, c_n = 740,374)$$

$$K_{Nв} = a_b N_b^{b_b}, \text{ грн/кВт} \quad (a_b = 599,426, b_b = 0,3058), \quad (29)$$

где мощность (кВт), потребляемая насосом и вентилятором, рассчитывается по общеизвестным формулам

$$N = \frac{Q \cdot \Delta p}{3600 \cdot \eta} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (30)$$

где  $Q$  – объёмный расход жидкости (газа), м<sup>3</sup>/ч;  
 $\Delta p$  – полное давление развиваемое насосом (вентилятором), Па;  
 $\eta$  – к.п.д. насоса (вентилятора).

Напор, развиваемый насосом для испарительного охладителя, принимается равным 15 м [5], что соответствует гидравлическому сопротивлению  $\Delta p_n = 145,2$  кПа. Гидравлические потери по высоте насадки определяются по формуле Дарси-Вейсбаха

$$\Delta p_z = \lambda \cdot \rho_z \cdot \frac{V_z^2}{2} \cdot \frac{L}{2b}, \quad \lambda = \frac{0,3164}{Re_z^{0,25}}, \quad (31)$$

где  $\rho_r$  – плотность воздуха, кг / м<sup>3</sup>;  
 $V_r$  – скорость газа в плоском канале насадки, м/с;  
 $b$  – расстояние между листами насадки, м;  
 $Re_z = \frac{2b \cdot V_z}{\nu_z}$  – число Рейнольдса.

В уравнении (26) величины  $F, N_n, N_b, G_n, K_F, K_N, K_{Nn}$  – функции эксплуатационных и конструктивных параметров. Значения  $a_{Tn}, p_{Tn}, \tau_{no}, a_n, p_n, \tau_r, S_z, S_n$  – являются заданными.

При проектировании градирни следует задать:

$G_{ж}$  – объёмный расход жидкости, м<sup>3</sup>/ч, плотность орошения  $q_{ж} = 3,5-5$  кг/(м<sup>2</sup> с), а также подохлаждение воды  $\Delta t_{ж}$ . Примем в качестве независимых переменных (эксплуатационных и конструктивных)  $G_z^m$  – массовый расход воздуха, кг/ч;  
 $H$  – высота насадки, м;  
 $n$  – количества листов насадки;  
 $L$  – длина аппарата. Остальные эксплуатационные и конструктивные параметры определяются через независимые переменные.

Площадь горизонтального сечения насадки

$$S = \frac{G_{жс} \cdot \rho_{жс}}{3600 \cdot q_{жс}}, \text{ м}^2, \quad (32)$$

расстояние между листами насадки

$$b = \frac{S}{n \cdot L}, \text{ м}. \quad (33)$$

Массовый расход воды, приходящийся на единицу ширины листа (удельный массовый расход)

$$g_{жс} = \frac{G_{жс} \cdot \rho_{жс}}{7200 \cdot n \cdot L}, \text{ кг}/(\text{см}). \quad (34)$$

Скорость воздуха определяется соотношением

$$V_r = \frac{G_r^m}{3600 \cdot n \cdot b \cdot H \cdot \rho_2}, \text{ м/с}, \quad (35)$$

тогда удельный массовый расход воздуха (полурасход между листами насадки)

$$g_2 = \frac{G_2^m}{14400 \cdot n \cdot H}, \text{ кг/(см)}, \quad (36)$$

а число Рейнольдса определяется по формуле

$$Re = \frac{G_2^m}{1800 \cdot n \cdot H \cdot \rho_2 \cdot \nu_2}. \quad (37)$$

Мощность вентилятора равна

$$N_g = \frac{G_2^m \cdot \Delta p_2}{3600 \cdot c_2 \cdot \eta} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}. \quad (38)$$

Экономическая функция  $\Pi$  из (26) может быть представлена в виде суммы четырёх слагаемых

$$\Pi_1 = 0,35 K_{\text{ап}} n L H \delta \rho_{\text{Al}} / 1000, \text{ грн/год}, \quad (39)$$

$$\Pi_3 = N_b [ 0,35 a_b N_b^{b_b} + S_3 \tau_r ], \text{ грн/год}, \quad (40)$$

$$\Pi_2 = N_n [ 0,35 (c_n + a_{1n} N_n^{b_n}) + S_3 \tau_r ], \text{ грн/год}, \quad (41)$$

$$\Pi_4 = G_0 S_{Tn} \tau_r = 0,05 G_{\text{ж}} S_{Tn} \tau_r, \text{ грн/год}. \quad (42)$$

### **Решение задачи минимизации с дифференциальными связями**

Сумма  $\Pi_1 + \Pi_3$  является функцией независимых переменных  $G_r^m, H, n, L$ , в то время как  $\Pi_2 + \Pi_4$  зависит только от заданных величин, поэтому оптимизация целевой функции (3)  $\Pi = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 + \Pi_4$  сводится к определению минимума  $\Pi_1 + \Pi_3$ , как переменной части  $\Pi (G_r^m, H, n, L)$ . Задача оптимизации решается при ограничении связанного с установлением зависимости температуры жидкости на выходе из аппарата от независимых переменных задачи

$$t_{\text{вых}} = t(n, L, H, G_r^m). \quad (43)$$

Характер этой зависимости определяется из решения задачи теплообмена в контактном устройстве поперечноточного испарительного охладителя, которая представляется математической моделью (1)-(2) в частных производных

Общие методы решения оптимизационных задач при наличии дифференциальных связей в частных производных отсутствуют [7; 8]. Поэтому обратимся к нахождению приближённого решения краевой задачи (1)-(2), т.е. приведём дифференциальные связи (1)-(2) к геометрическим, которые устанавливают связь только между независимыми переменными задачи и не содержат производные.

Аналитическое решение данной задачи (1)-(2) представляется зависимостями (20)-(22).

Средняя температура жидкости на выходе из аппарата при  $x = H$  определяется как [9]

$$t_H = \frac{1}{L} \int_0^L t(H, z) dz, \quad (44)$$

где

$$t_H = \eta_0 + \frac{c_0}{cL} (1 - \exp(-cL)) + (t_0 - \eta_0) \cdot \exp(-c_2 H) \cdot \left[ 1 + \frac{c_0}{cL} \exp(-cL) \right] + (t_0 - \eta_0) e^{-c_2 H} H \left[ d_1 + \frac{c_1}{cL} (1 - e^{-cL}) + \frac{a_1}{a_2 L} (1 - e^{-a_2 L}) + \frac{b_1}{b_2 L} (1 - e^{-b_2 L}) \right]. \quad (45)$$

Таким образом, задача нахождения минимума целевой функции (26) обуславливается нелинейными ограничениями (44)-(45) и сводится к задаче нелинейного программирования.

В качестве примера рассмотрен расчёт рациональной конструкции типоразмерного ряда поперечноточных плёночных охладителей при следующих данных:

- подохлаждение воды  $\Delta t_{ж} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;
- температура воды на входе  $t_0 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;
- температура воздуха на входе  $\theta_H = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;
- парциальное давление пара на входе  $p_H = 2645,3 \text{ Па}$ ;
- коэффициенты линейной аппроксимации парциального давления насыщенного пара

$$m = -4062,9 \text{ Па}, \quad n = 276,1 \text{ Па/град.}$$

Получены следующие значения эксплуатационной ( $G_r^m$ ) и конструктивных ( $n, L, H$ ) переменных (таблица 1), которые соответствуют минимуму капиталовложений в аппарат и вентиляторы, отнесённых к го-

ду окупаемости. При оптимизации функции  $\Pi_1 + \Pi_3$  кроме связей (23)-(25) накладывалось также ограничение на высоту аппарата  $H \geq 0,5$  м [10] (при меньших значениях ( $0 < H < 0,5$ ) отсутствует стабилизация двухфазного потока в контактном устройстве), на скорость потока газа  $V_r \leq 6$  м/с [6] (в противном случае происходит интенсивный каплеунос влаги из рабочей зоны) и также условия сплошного плёночного течения жидкости по всей рабочей поверхности насадки [10] (отсутствие сухих участков от сворачивания тонкого слоя жидкости в капельные и струйные структуры).

*Таблица 1*

Расход воды $G_{ж}, \text{м}^3 / \text{ч}$	$L, \text{м}$	$n$	$H, \text{м}$	$G_r^m, \text{кг/ч}$	$V_r, \text{м/с}$	$\Pi_1 + \Pi_3, \text{грн/год}$	
						Расчёт	[10]
10	1	57	0,65	11472,3	6,47	259,2	524,1
25	1,38	70	0,9	25000	7,36	728,9	1419,5
50	1,4	137	0,9	50000	7,36	1486,8	2622,5
100	1,4	302	0,9	90000	6,62	2948,5	6128,6

В таблице 1 в последнем столбце представлено сравнение расчётной оптимальной конструкции с типоразмерным рядом плёночных охладителей [10]. По этим данным видно, что расчётные оптимальные конструкции по экономическим показателям выгодно отличаются от ранее разработанных конструкций типоразмерного ряда [10].

### Выводы

Разработанный метод расчёта перекрёстоточного ИО, соответствующей минимальной её стоимости и оптимальным режимам эксплуатации может быть применён и для других видов испарительных охладителей, например, для аппаратов косвенного испарительного охлаждения.



**ЛИТЕРАТУРА**

1. Клименко А.П., Каневец Г.Е. *Расчёт теплообменных аппаратов на электронных вычислительных машинах.* – М.: Энергия, 1966. – 272 с.
2. Каневец Г.Е. *Обобщённые методы расчёта теплообменников.* – К.: Наукова думка, 1979. – 351 с.
3. Оносовский В.В. *Моделирование и оптимизация холодильных установок.* – Л.: Издательство ЛГУ, 1990. – 206 с.
4. *Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники и рационализаторских предложений.* – М.: ГКНТ СМ СССР, 1977. – 24 с.
5. Алексеев В.П., Понамарёва Э.Д., Сурилов Н.Г. *К выбору оптимальной конструкции градирен // Холодильная техника.* – 1971. – № 12. – С. 41-43.
6. Кириллов В.Х. *Гидродинамика и тепломассообмен в двухфазных потоках плёночных аппаратов для холодильной техники: Дис. ... док. техн. наук.* – Одесса, 1993. – 342 с.
7. Аоки М. *Введение в методы оптимизации.* – М.: Наука, 1977. – 344 с.
8. Coleman T.F., Y. Li. *An Interior, Trust Region Approach for Nonlinear Minimization Subject to Bounds. SIAM Journal on Optimization, Vol. 6, 1996. – P. 418-445.*
9. Георгалина Е.Р., Кириллов В.Х., Ситник В.А. *Исследование процессов контактной обработки жидкостей и газов в аппаратах плёночного типа при поперечном контактировании // Труды Одесского политехнического университета. Энергетика. 2001. Вып. 2(14). – С. 81-86*
10. Дорошенко А.В. *Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчёт, инженерная практика): Дис. ... док. техн. наук.* – Одесса, 1992. – 340 с.
11. Горин А.Н., Дорошенко А.В. *Альтернативные холодильные системы и системы кондиционирования воздуха.* – Донецк: Норд-Пресс, 2006. – 341 с.

Надійшла 28.03.07

## ЭКОНОМИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЕКТНЫХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ СУДОВОЙ АЛЬТЕРНАТИВНОЙ СКВ С ПРОТИВОТОКОМ ФАЗ

*Проведено экономико-математическое моделирование испарительного охладителя с противоточной схемой движения фаз. Управление проектом рассматриваемого аппарата реализуется решением задачи нелинейного программирования минимизации стоимости аппарата, отнесённой к году эксплуатации. Ограничениями при минимизации целевой функции являются соответствующие аналитические решения задачи тепломассообмена, определяющие зависимость температуры жидкости от высоты насадки. Задача минимизации решается с помощью квази-ньютоновского итерационного алгоритма. Получены значения конструктивных и эксплуатационных характеристик аппарата.*

**Ключевые слова:** проектное решение, кондиционирования воздуха, противоточный испарительный охладитель, экономическая эффективность, целевая функция, минимизация с ограничениями, тепломассообмен, оптимальные конструктивные и эксплуатационные характеристики

### Введение

В настоящее время в судовых системах кондиционирования воздуха (СКВ) в основном применяются парокompрессионные холодильные машины (ПКХМ) с приводом от электродвигателей. Электрические мощности, потребляемые оборудованием хладоснабжения судна, достигают значительных величин, приводящих к дополнительным затратам топлива и необходимости увеличения мощности судовой электростанции.

Существующая тенденция к истощению топливно-энергетических ресурсов, рост цен на производство энергии и глобальные экологические проблемы стимулируют необходимость внедрения энергосберегающих технологий на основе возобновляемых экологически чистых источников энергии. В этом направлении ориентированы международные программы INTAS и TESIS. Усугубляющиеся взаимосвязанные проблемы энергетики и экологии выдвигают новые требования к проектным решениям для аппаратуры систем кондиционирования воздуха (СКВ), в первую очередь, снижения энергозатрат и антропогенного воздействия на среду обитания. К наиболее перспективному и долгосрочному проектному решению в этом направлении относится создание альтернативных систем на основе

нетрадиционных источников энергии, в первую очередь, солнечной энергии, и испарительных методов охлаждения сред.

Одним из эффективных способов тепломассообменного взаимодействия жидкостей и газов является прямое контактирование фаз при пленочных гравитационных течениях жидкости. Испарительное охлаждение эффективно в условиях сухого и жаркого климата. Особый интерес представляет разработка испарительных охладителей (ИО) непрямого типа НИО, в которых охлаждение воздушного потока может достигаться без прямого контакта с водой; перспективно создание многоступенчатых и комбинированных испарительных охладителей, позволяющих существенно снизить достигаемый уровень охлаждения. Практическое использование испарительных методов в СКВ, являясь оптимальной интеграцией методов естественного и искусственного охлаждения сред, для принятия проектных решений требует исследование нескольких принципиальных вопросов. Среди которых важнейшим является экономико-математическое обоснование проектных решений.

Выбор рациональной конструкции ИО и режимов его работы как тепломассообменного аппарата должен опираться на достаточно большом числе вариантов принятия решений. Эта задача не однозначна и её решение зависит от целевой оптимизации. Однако в большинстве известных задач оптимизации тепломассообменных аппаратов предпочтение отдаётся экономическим критериям, как наиболее объективным [1; 2; 3; 4]. В основе экономического расчёта предполагается установление функциональной связи между конструктивными, эксплуатационными и экономическими характеристиками аппарата, с помощью которой по оптимальности экономических показателей определяются соответствующие конструктивные и эксплуатационные параметры оптимального аппарата.

### **Математическая модель противоточного испарительного охладителя**

Теплообмен при испарительном охлаждении воды в случае противотока фаз описывается системой дифференциальных уравнений [6]

$$\begin{cases} \frac{dt}{dx} = a_1(\theta - t) + b_1(p - p'') \\ \frac{d\theta}{dx} = a_2(\theta - t) \\ \frac{dp}{dx} = b_2(p - p'') \end{cases} \quad (1)$$

где  $a_1 = \frac{\alpha}{g_{ж}c_{ж}}$ ,  $b_1 = \frac{\beta_p r_0}{g_{ж}c_{ж}}$ ,  $a_2 = \frac{\alpha}{g_2 c_2}$ ,  $b_2 = 1,608 \frac{p_B \beta_p}{g_2}$ ,

а также граничными условиями

$$\begin{aligned} x = 0 & & t = t_0, \\ x = H & & \theta = \theta_0, \quad p = p_0. \end{aligned} \quad (2)$$

Для решения задачи (1)-(2) необходимо задать зависимости

$$p'' = p''(t), \quad Nu = Nu(Re_2) \quad \text{и} \quad \beta_p = f(\alpha), \quad (3)$$

где  $Nu = \frac{\alpha d_{эк}}{\lambda_2}$  – число Нуссельта;

$Re_2 = \frac{V_{от} d_{эк}}{\nu_2}$  – число Рейнольдса, где относительная скорость  $V_{от}$

определяется суммой  $V_{от} = V_{г} + V_{ж}$ .

Соотношения (3) определяются выражением

$$p'' = m + n t, \quad (4)$$

а для коэффициентов тепло- и массообмена

$$Nu = \frac{\alpha d_{эк}}{\lambda_2} = 0,021 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,4}, \quad (5)$$

$$Sh = \left(\frac{D}{a}\right)^{-\frac{1}{3}} Nu \quad (6)$$

коэффициенты  $a_1, b_1, a_2, b_2$  уравнений (1) являются физическими постоянными и для системы вода-воздух при  $t = 25^\circ\text{C}$

$$a_1 = 0,611 \cdot 10^{-5} \frac{Nu}{d_2 G_1}, \frac{1}{m}; \quad a_2 = 0,2535 \cdot 10^{-4} \frac{Nu}{d_2 G_2}, \frac{1}{m}; \quad (7)$$

$$b_1 = 0,105 \cdot 10^{-6} \frac{Nu}{d_2 G_1}, \frac{\text{град}}{m \cdot \text{Па}}; \quad b_2 = 0,2935 \cdot 10^{-4} \frac{Nu}{d_2 G_2}, \frac{1}{m}.$$

Рассмотрим аналитическое решение краевой задачи (1)-(7). Дифференциальные уравнения (1) можно представить в виде

$$\begin{cases} \frac{dt}{dx} + ct = a_1 \theta + b_1 p - b_1 m, & c = a_1 + b_1 n \\ \frac{d\theta}{dx} - a_2 \theta = -a_2 t, & \frac{dp}{dx} - b_2 p = -b_2 n t - b_2 m \end{cases} \quad (8)$$

Исключая в данной системе уравнений неизвестные  $\theta$  и  $p$ , получаем следующее дифференциальное уравнение третьего порядка, относительно температуры жидкости  $t = t(x)$ :

$$t''' + 2n_1 t'' + k^2 t' = 0, \quad (9)$$

где  $2n_1 = a_1 + b_1 n - a_2 - b_2,$   
 $k^2 = a_2 b_2 - a_1 b_2 - a_2 b_1 n.$

Общее решение (8) представляется в форме [6]

$$t(x) = C_1 \exp(\lambda_1 x) + C_2 \exp(\lambda_2 x) + t_*, \quad (10)$$

$$\theta(x) = \frac{C_1 a_2}{a_2 - \lambda_1} e^{\lambda_1 x} + \frac{C_2 \cdot a_2}{a_2 - \lambda_2} e^{\lambda_2 x} + t_*, \quad (11)$$

$$p(x) = \frac{C_1 b_2 n}{b_2 - \lambda_1} e^{\lambda_1 x} + \frac{C_2 b_2 n}{b_2 - \lambda_2} e^{\lambda_2 x} + m + n t_*, \quad (12)$$

где  $t_* = t_0 - C_1 - C_2$ , при этом учтено условие на входе при  $x = 0 \quad t = t_0$ .

Постоянные  $C_1$  и  $C_2$  определяем из условий: при  $x = H \quad \theta = \theta_0,$   
 $p = p_0.$

В качестве примера рассмотрим зависимость температуры жидкости от высоты насадки  $H$ , испарительного охладителя:

- расход воды  $G_{\text{жк}}^v = 50 \text{ м}^3/\text{ч};$
- расход воздуха  $G_2^v = 50000 \text{ м}^3/\text{ч};$
- фронтальная плотность орошения  $q_{\text{ж}} = 4,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{с});$
- высота насадки  $H = 0,4 \text{ м};$
- температура воды на входе  $t_0 = 35 \text{ }^\circ\text{C};$
- температура воздуха на входе  $\theta_0 = 28 \text{ }^\circ\text{C};$
- парциальное давление пара на входе  $p_0 = 2645,3 \text{ Па};$
- коэффициенты линейной аппроксимации давления насыщенного пара  $m = -4062,9 \text{ Па} \quad n = 276,1 \text{ Па}/\text{град};$
- количество листов  $n = 100;$
- расстояние между листьями насадки  $b = 1,7 \text{ см}.$

Расчёт проводился с помощью системы компьютерной математики MatLab.

В результате расчетов получено:

$S = 3,082 \text{ м}^2$  – площадь горизонтального сечения насадки;

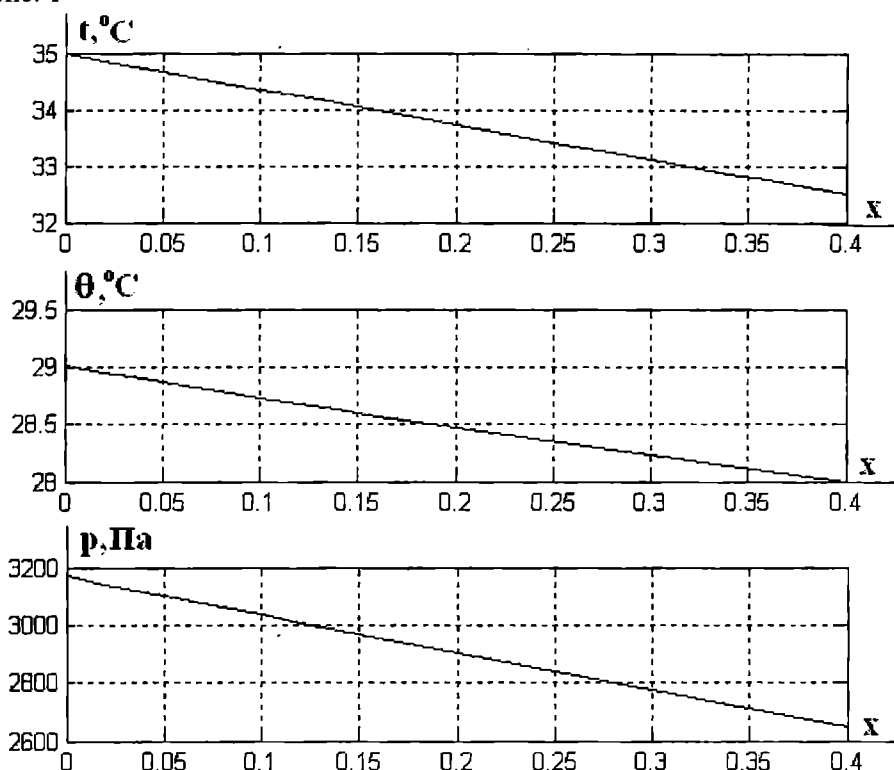
$L = 1,813 \text{ м}$  – длина насадки;

$g_{\text{ж}} = 0,0382 \text{ кг}/(\text{см}), \quad g_r = 0,0447 \text{ кг}/(\text{см});$

$Re_r = 101746, \quad Nu = 28,95;$

$$\begin{aligned}
 a_1 &= 0,1400 \text{ 1/м}, & b_1 &= 0,0024 \text{ град/(мПа)}; \\
 a_2 &= 0,4980 \text{ 1/м}, & b_2 &= 0,5614 \text{ 1/м}; \\
 c_1 &= 2,9023 \text{ град}, & c_2 &= 128,6215 \text{ град}; \\
 \lambda_1 &= 0,5101 \text{ 1/м}, & \lambda_2 &= -0,2396 \text{ 1/м}.
 \end{aligned}$$

Изменения температур воды  $t = t(x)$  и воздуха  $\theta = \theta(x)$ , а также парциального давления пара  $p = p(x)$  по высоте насадки представлены на рис. 1



*Рис. 1. Изменение температуры воды и воздуха, а также парциального давления пара по высоте контактного устройства ИО*

Для оценки эффективности работы охладителя используется величина, определяемая отношением действительного подохлаждения воды  $\Delta t$  в охладителе к предельному подохлаждению  $\Delta t_{ад}$  при данных условиях

$$\eta = \frac{\Delta t}{\Delta t_{ад}} = \frac{t_0 - t_H}{t_0 - \tau}, \tag{13}$$

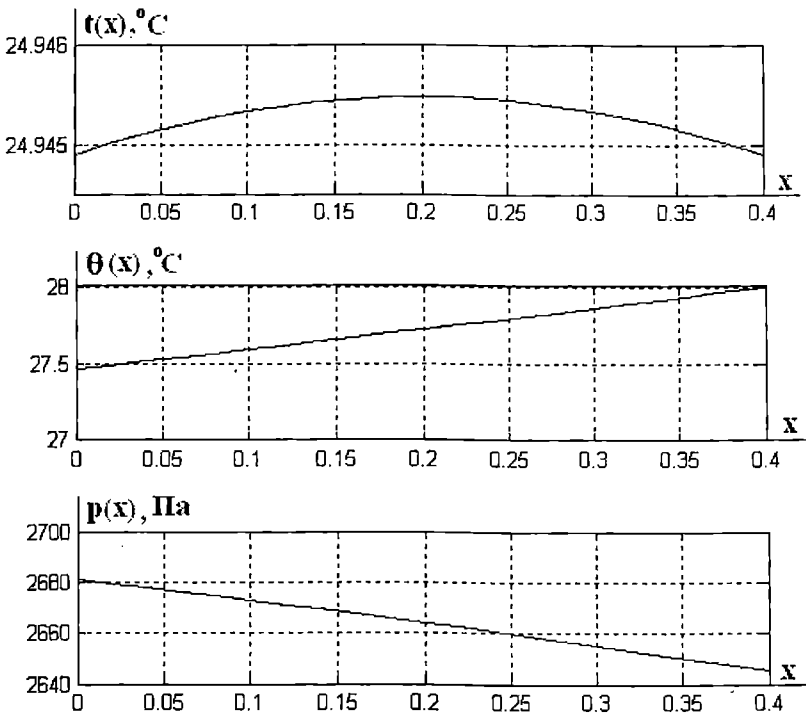
где  $\eta$  – коэффициент эффективности;  
 $t_0$  – температура воды на входе в аппарат;  
 $t_H$  – температура воды на выходе из аппарата;  
 $\tau$  – теоретически достигаемая температура охлаждения воды.

Практически предельная температура охлаждения воды  $\tau$  достигается в результате рециркуляции воды, в этом случае средняя её температура на выходе из аппарата равна средней температуре её на входе.

Можно показать [6], что для противоточного ИО предельная температура охлаждения жидкости равна

$$\tau = \frac{\theta_0(e_1s_2 - e_2s_1) + \frac{p_0 - m}{n}(e_2r_1 - e_1r_2)}{e_1(s_2 - r_2) + e_2(r_1 - s_1)}. \quad (14)$$

Для расчётных условий, рассмотренных прежде, для противоточного ИО при рециркуляции жидкости получены следующие распределения температур и парциального давления пара по высоте насадки (рис. 2).



*Рис. 2. Распределение температуры воды  $t(x)$ , температуры воздуха  $\theta(x)$  и парциального давления пара  $p(x)$  по высоте насадки*

При рециркуляции жидкости (начальная температура жидкости  $t_0 = 35^{\circ}\text{C}$ ; высота насадки  $H = 0,4$  м).

Значения предельных температур и парциального давления пара таковы  $\tau = 24,9449^{\circ}\text{C}$ ;  $\theta(0) = 27,4639^{\circ}\text{C}$ ;  $p(0) = 2681,2$  Па.

## Проектное решение для противоточного испарительного охладителя

Выбор рациональной конструкции ИО и режимов его работы как теплообменного аппарата должен опираться на достаточно большом числе вариантов принятия решений. Эта задача не однозначна и её решение зависит от целевой оптимизации. Однако в большинстве известных задач оптимизации теплообменных аппаратов предпочтение отдаётся экономическим критериям, как наиболее объективным.

В общем случае целевая функция  $\Pi$  проектного решения оптимальности теплообменного аппарата имеет вид [5]

$$\begin{aligned} \Pi(x, y, \dots, k) = & n_F F(x, y, \dots, k) + n_{N_H} N_H(x, y, \dots, k) + n_{N_B} N_B(x, y, \dots, k) + \\ & + S_{T_H} \tau + S_{T_H} \tau_r G_H(x, y, \dots, k) + S_{T_B} \tau_r G_B(x, y, \dots, k), \end{aligned} \quad (15)$$

где площадь теплообменной поверхности  $F(x, y, \dots, k)$ , мощности  $N_H(x, y, \dots, k)$ ,  $N_B(x, y, \dots, k)$  насоса и вентилятора,  $G_H(x, y, \dots, k)$ ,  $G_B(x, y, \dots, k)$  – массовые расходы теплоносителей зависят от ряда независимых величин  $x, y, \dots, k$ , оптимальное значение которых определяется из условия минимальности целевой функции  $\Pi(x, y, \dots, k)$  в заданном интервале изменения независимых параметров, а также при наличии некоторых ограничений вида

$$f_i(x, y, \dots, k) = 0. \quad (16)$$

Такая задача оптимизации  $\min \Pi$  при условиях (16) в случае нелинейности функций (15) и (16) является задачей нелинейного программирования.

Для определения эксплуатационных и конструктивных параметров градирни экономическая эффективность (15) может быть записана в виде [1; 4]

$$\Pi = \mathcal{E} + \frac{k}{\tau_{но}} = n_F F + n_{N_H} N_H + n_{N_B} N_B + G_H S_{T_H} \tau_2, \quad (17)$$

где  $\mathcal{E}$  – годовые эксплуатационные расходы, грн/год;

$\frac{k}{\tau_{но}}$  – капиталовложения, приходящиеся на один год нормативного срока окупаемости  $\tau_{но}$ , грн/год;

$$n_F = K_F \left( a_{mo} + p_{mo} + \frac{1}{\tau_{но}} \right),$$



$$n_{Nн} = K_{Nн} \left( a_n + p_n + \frac{1}{\tau_{но}} \right) + S_3 \tau_2, \quad (18)$$

$$n_{Nв} = K_{Nв} \left( a_n + p_n + \frac{1}{\tau_{но}} \right) + S_3 \tau_2,$$

где  $K_{Nн}$ ,  $K_{Nв}$  – удельные капиталовложения, приходящиеся на насос и вентилятор, грн/кВт;

$G_H$  – расход воды, необходимый для восполнения её в градирне, м<sup>3</sup>/ч;

$K_F$  – удельные капиталовложения на аппарат, грн/м<sup>3</sup>;

$S_3$  – стоимость электроэнергии,  $S_3 = 0,15$  грн/кВт;

$S_{Тн}$  – стоимость воды,  $S_{Тн} = 1$  грн/м<sup>3</sup>;

$a_{то} = a_n = 9,2$  % – годовые амортизационные отчисления на капиталовложения (градирня и нагнетатели);

$p_{то} = p_n = 5,85$  % – годовые отчисления на текущий ремонт и содержание градирни и оборудования;

$\tau_{но} = 5$  лет – нормативный срок окупаемости,  $1/\tau_{но} = 20$  %;

$\tau_r = 7000$  – годовое число часов работы оборудования.

Цена аппарата определяется соотношением

$$C_{ап} = K_F F = M_{ап} K_{ап},$$

где  $M_{ап}$  – масса, т;

$K_{ап}$  – цена единицы массы аппарата, грн/т.

Масса аппарата равна

$$M_{ап} = n S \delta \rho = n L H \delta \rho, \quad (19)$$

где  $n$  – количество листов плоскопараллельной насадки;

$S$  – площадь листа ( $S=LH$ ,  $L$  – длина листа, м;  $H$  – высота насадки, м);

$\delta$  – толщина листа ( $\delta = 0,2$  мм);

$\rho$  – плотность материала насадки (алюминий  $\rho = 2,71$  т/м<sup>3</sup>).

Цена единицы массы насадки складывается [5] из стоимости изготовления одной тонны насадки и её монтажа – 13,8 % стоимости тонны аппарата и цены материала насадки – 13300 грн/т. К цене единицы массы оросителя прибавляется удвоенная стоимость наружной обечайки, решёток, отбойников, распределительного устройства воды и др. [1].

Таким образом  $K_{ап} = 23800$  грн/т.

Удельные капиталовложения в насосы (консольные) и вентиляторы (осевые) включают в себя их стоимость совместно с электродвигателями и стоимости монтажа. Эти затраты, по данным ПО Санвентика (Россия) (<http://www.sanventika.ru>) можно определить по уравнениям

$$K_{N_n} = c_n + a_{1n} N_n^{b_n}, \text{ грн/кВт} \quad (a_{1n} = 1,103, \quad b_n = 3,411, \quad c_n = 740,374) \quad (20)$$

$$K_{N_b} = a_b N_b^{b_b}, \text{ грн/кВт} \quad (a_b = 599,426, \quad b_b = 0,3058),$$

где мощность (кВт), потребляемая насосом и вентилятором, рассчитывается по общеизвестным формулам

$$N = \frac{Q \cdot \Delta p}{3600 \cdot \eta} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (21)$$

где  $Q$  – объёмный расход жидкости (газа), м<sup>3</sup>/ч;

$\Delta p$  – полное давление, развиваемое насосом (вентилятором), Па;

$\eta$  – к.п.д. насоса (вентилятора).

Напор, развиваемый насосом, для вентиляторных ИО принимается равным 15 м [5], что соответствует гидравлическому сопротивлению  $\Delta p_n = 145,2$  кПа. Гидравлические потери по высоте насадки определяют по формуле Дарси-Вейсбаха

$$\Delta p_z = \lambda \cdot \frac{\rho_z \cdot V_z^2}{2} \cdot \frac{H}{2b}, \quad \lambda = \frac{0,3164}{Re_z^{0,25}}, \quad (22)$$

где  $\rho_b$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;

$V_b$  – скорость газа в плоском канале насадки, м/с;

$b$  – расстояние между листами насадки, м;

$Re = \frac{2b \cdot V_\Gamma}{\nu_\Gamma}$  – число Рейнольдса.

В уравнении (17) величины  $F, N_n, N_b, G_n, K_F, K_{N_b}, K_{N_n}$  – функции эксплуатационных и конструктивных параметров. Значения  $a_{To}, p_{To}, \tau_{но}, a_n, p_n, \tau_\Gamma, S_\sigma, S_n$  – являются заданными.

При проектировании градирни следует задать  $G_{ж}$  – объёмный расход жидкости, м<sup>3</sup>/ч, плотность орошения  $q_{ж} = 3.5-5$  кг/(м<sup>2</sup>с), а также похлаждение воды в градирне  $\Delta t_{ж}$ . Примем в качестве независимых переменных (эксплуатационных и конструктивных)  $G_\Gamma^m$  – массовый расход воздуха, кг/ч;  $H$  – высота насадки, м;  $nL$  – произведение количества листов насадки на длину аппарата. Остальные эксплуатационные и конструктивные параметры определяются через независимые переменные. Площадь горизонтального сечения насадки

$$S = \frac{G_{жс} \cdot \rho_{жс}}{3600 \cdot q_{жс}}, \text{ м}^2, \quad (23)$$

расстояние между листьями насадки

$$b = \frac{S}{n \cdot L}, \text{ м}. \quad (24)$$

Массовый расход воды, приходящийся на единицу ширины листа (удельный массовый расход)

$$g_{жс} = \frac{G_{жс} \cdot c_{жс}}{7200 \cdot n \cdot L}, \text{ кг/(см)}. \quad (25)$$

Скорость воздуха определяется соотношением

$$V_z = \frac{G_z^m}{3600 \cdot S \cdot c_z}, \text{ м/с}, \quad (26)$$

тогда удельный массовый расход воздуха (полурасход между листьями насадки)

$$g_z = \frac{G_z^m}{14400 \cdot n \cdot L}, \text{ кг/(см)}, \quad (27)$$

а число Рейнольдса определяется по формуле

$$Re = \frac{G_z^b}{1800 \cdot n \cdot L \cdot c_z \cdot n_z}. \quad (28)$$

Мощность вентилятора равна

$$N_s = \frac{G_z^m \cdot \Delta p_z}{3600 \cdot c_z \cdot \eta} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}. \quad (29)$$

Экономическая функция  $\Pi$  из (3) может быть представлена в виде суммы четырёх слагаемых

$$\Pi_1 = 0,35 K_{ан} n L H \delta \rho_{Al} / 1000, \text{ грн/год}, \quad (30)$$

$$\Pi_3 = N_s [ 0,35 a_n N_B^{b_n} + S_3 \tau_r ], \text{ грн/год}, \quad (31)$$

$$\Pi_2 = N_n [ 0,35 (c_n + a_{1n} N_n^{b_n}) + S_3 \tau_r ], \text{ грн/год}, \quad (32)$$

$$\Pi_4 = G_0 S_{Тн} \tau_r = 0,05 G_{жс} S_{Тн} \tau_r, \text{ грн/год}. \quad (33)$$

## Решение задачи минимизации с ограничениями

Сумма  $\Pi_1 + \Pi_3$  является функцией независимых переменных  $G_2^m, H, n, L$ , а сумма  $\Pi_2 + \Pi_4$  зависит только от заданных величин, поэтому оптимизация целевой функции (3)  $\Pi = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 + \Pi_4$  сводится к определению минимума  $\Pi_1 + \Pi_3$ , как переменной части  $\Pi(G_2^m, H, n, L)$ . Задача оптимизации решается при ограничении связанного с установлением зависимости температуры жидкости на выходе из аппарата от независимых переменных задачи

$$t_{\text{вых}} = t(n, L, H, G_2^m). \quad (34)$$

Характер этой зависимости определяется из решения задачи теплообмена в (1)-(7).

Аналитическое решение задачи для температуры жидкости на выходе из аппарата при  $x = H$  представляется (10)

$$t(x) = t_{\text{вых}} = C_1 \exp(\lambda_1 H) + C_2 \exp(\lambda_2 H) + t_*, \quad (35)$$

где величины  $C_1, C_2, \lambda_1, \lambda_2$  являются функциями независимых переменных оптимизационной задачи  $n, L, G_2^m$ .

Нелинейное соотношение (23) является искомым ограничением накладываемом при определении минимума переменной части целевой экономической функции (17)  $\Pi = \Pi(n, L, H, G_2^m)$ .

Данная задача оптимизации с ограничениями проводится с помощью квазиньютоновского итерационного алгоритма [7, 8], в соответствии с которым нелинейная целевая функция в окрестности произвольной точки независимых переменных аппроксимируется квадратичной зависимостью и при этом на каждом шаге итерации решается соответствующая задачи локальной минимизации.

В качестве примера рассмотрен расчёт рациональной конструкции градирни при следующих данных:

- плотность орошения  $q_{\text{ж}} = 4,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{ с})$ ;
- охлаждение воды  $\Delta t_{\text{ж}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура воды на входе  $t_0 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура воздуха на входе  $\theta_H = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- парциальное давление пара на входе  $p_H = 2645,3 \text{ Па}$ ;
- коэффициенты линейной аппроксимации парциального давления насыщенного пара  $m = -4062,9 \text{ Па}$ ,  $n = 276,1 \text{ Па}/\text{град}$ .

Получены следующие значения эксплуатационной ( $G_r^m$ ) и конструктивных ( $n, L, H$ ) переменных (таблица 1), соответствующих миниуму капиталовложений в аппарат и вентиляторы, отнесённых к году окупа-

емости. При оптимизации функции  $\Pi_1 + \Pi_3$  кроме (23) накладывалось также ограничение  $H \leq 4$  м [9], так как при меньших значениях ( $0 < H < 3$ ) отсутствует стабилизация двухфазного потока в контактном устройстве.

Таблица 1

Расход воды $G_{ж}$ , м <sup>3</sup> /ч	$nL$ , м	$H$ , м	$G_{г}^m$ , кг/ч	$V_{г}$ , м/с	Годовая стоимость $\Pi_1 + \Pi_3$ , грн/год
25	80	0,4	28486	3,92	184,5
50	100	0,4	59933	4,1	232,0
100	120	0,4	124670	4,3	277,5
150	140	0,4	189620	4,34	322,2
200	180	0,4	253270	4,35	414,4

На рис. 1 представлена зависимость относительных массовых расходов  $\lambda = \frac{G_{г}^m}{G_{ж}^m}$ , кг/кг воздуха и воды от объёмного расхода воды в аппарате соответствующих оптимальной конструкции градирни.

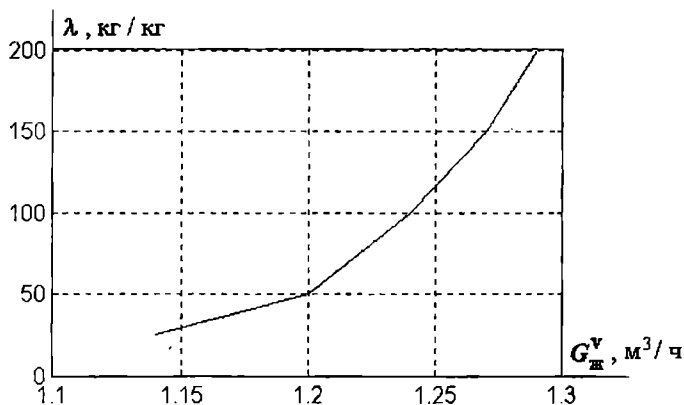


Рис. 1. Зависимость относительного расхода  $\lambda$  теплоносителей от объёмного расхода воды в испарительном охладителе  $G_{ж}$

### Выводы

Разработанный метод расчёта оптимального ИО, соответствующей минимальной его стоимости и оптимальным режимам эксплуатации и конструкции может быть применён и для других видов испарительных охладителей, например, для перекрёстноточных с прямым и косвенным испарительным охлаждением.

ЛИТЕРАТУРА

1. Клименко А.П., Каневец Г.Е. Расчёт теплообменных аппаратов на электронных вычислительных машинах. – М.: Энергия, 1966. – 272 с.
2. Каневец Г.Е. Обобщённые методы расчёта теплообменников. – К.: Наукова думка, 1979. – 351 с.
3. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Л.: Издательство ЛГУ, 1990. – 206 с.
4. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники и рационализаторских предложений. – М.: ГКНТ СМ СССР, 1977. – 24 с.
5. Алексеев В.П., Пономарёва Э.Д., Сурилов Н.Г. К выбору оптимальной конструкции градирен // Холодильная техника. – 1971. – № 12. – С. 41-43.
6. Кириллов В.Х. Гидродинамика и тепломассообмен в двухфазных потоках плёночных аппаратов для холодильной техники: Дис. ...док. техн. наук. – Одесса, 1993. – 342 с.
7. Аоки М. Введение в методы оптимизации. – М.: Наука, 1977. – 344 с.
8. Coleman T.F., Y. Li. An Interior, Trust Region Approach for Nonlinear Minimization Subject to Bounds. *SIAM Journal on Optimization*, Vol. 6. – P. 418-445, 1996.
9. Дорошенко А.В. Компактная тепломассообменная аппаратура для холодильной техники (теория, расчёт, инженерная практика): Дис. ...док. техн. наук. – Одесса, 1992. – 340 с.

Надійшла 05.02.07

УДК 330.322: 656.07

Т.В. Болдырева  
Т. А. Ковтун

## МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ИНИЦИАЛИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ПРОДУКТОВ ПРОЕКТА ТРАНСПОРТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ

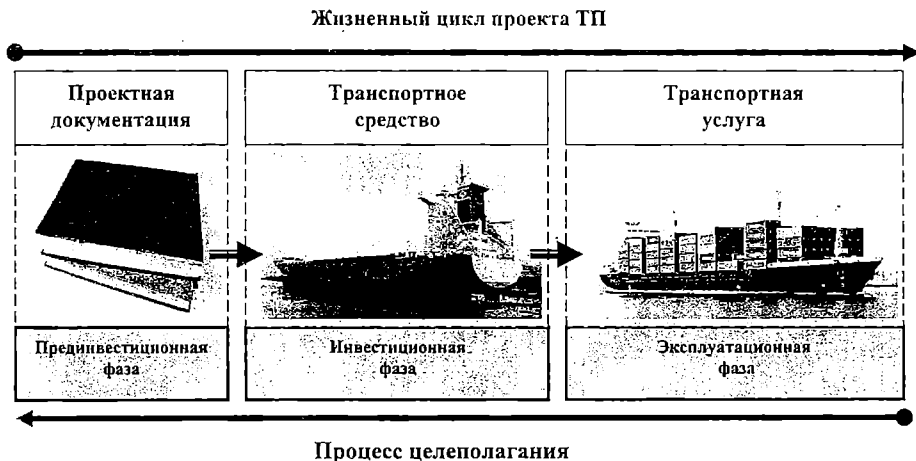
*Предложен методический подход к процессу инициализации входных параметров продуктов проекта, основанный на использовании системы моделей, учитывающих специфические особенности продуктов, и позволяющий осуществить выбор альтернативных вариантов продуктов, обеспечивающих достижение максимального уровня эффективности проекта.*

**Ключевые слова:** *Инициализация, продукты проекта, идентификация, кодификация, спецификация продуктов, модели продуктов, срок окупаемости.*

Проекты транспортных предприятий, предполагающие наращивание эксплуатационных мощностей, отличаются продолжительным жизненным циклом. Жизненный цикл (ЖЦ), под которым принято понимать промежуток времени между моментом появления идеи и моментом ликвидации проекта [1], является одним из базовых понятий проектного менеджмента и важнейшим параметром в оценке эффективности проектов. Несмотря на различия в прикладных сферах осуществления проектной деятельности, каждый проект в своем развитии проходит определенные стадии, среди которых общепринятыми следует считать такие фазы проектного цикла, как прединвестиционную, инвестиционную и эксплуатационную [2]. Результатом осуществления каждой фазы является наступление вехового события, характеризующегося выполнением поставленных задач и получением определенного результата – продукта [3]. В проектах транспортных предприятий (ТП) такими результатами являются следующие продукты: на прединвестиционной фазе – проектная документация (*project documentation, design of project* [4], ПД), инвестиционной фазе – транспортное средство (ТС), фазе эксплуатации – транспортная услуга (ТУ) [3]. Следует отметить, что в современных научных исследованиях как отечественных [5,6,7], так и зарубежных [8;9] авторов, основное внимание уделяется проблемам, связанным с продуктами инвестиционной и эксплуатационной фазы. При этом не учитывается взаимосвязь и взаимозависимость продуктов всех фаз ЖЦ проекта.

В данной статье рассматривается новый методический подход к инициализации параметров продуктов фаз ЖЦ, основанный на учете специфических особенностей процесса целеполагания проектов транспортных предприятий; проводится структуризация процесса инициализации и предлагается алгоритм процесса, включающий систему моделей формирования входных параметров продуктов проекта.

Все продукты проекта взаимосвязаны и взаимозависимы. Их формирование во временном аспекте является результатом выполнения упорядоченной последовательности пакетов работ каждой фазы проекта. С точки зрения процесса целеполагания при разработке проекта последовательность имеет противоположную направленность, поскольку параметры продукта предшествующей фазы определяются требованиями, поставленными к продукту на последующей фазе. Конкретизируя вышеизложенное, отметим, что от того, каким набором характеристик должна обладать транспортная услуга, которую предприятие предполагает оказывать потребителям на эксплуатационной фазе, в полной мере зависят технические и эксплуатационные особенности транспортного средства, приобретаемого на инвестиционной фазе. Аналогичным образом в зависимости от характеристик транспортного средства формируются базовые параметры проектной документации. Таким образом, инициализация продуктов проекта осуществляется в последовательности, представленной на рис. 1.



*Рис. 1. Последовательность инициализации параметров продуктов проекта*

Процесс инициализации параметров продуктов проекта включает такие этапы, как: идентификация, кодификация, спецификация.

Идентификация продуктов проекта предполагает создание описательных моделей, под которыми следует понимать некоторое смысловое представление продуктов. Описательные модели используются при установлении идентичности продуктов (путем сравнения их характеристик) и

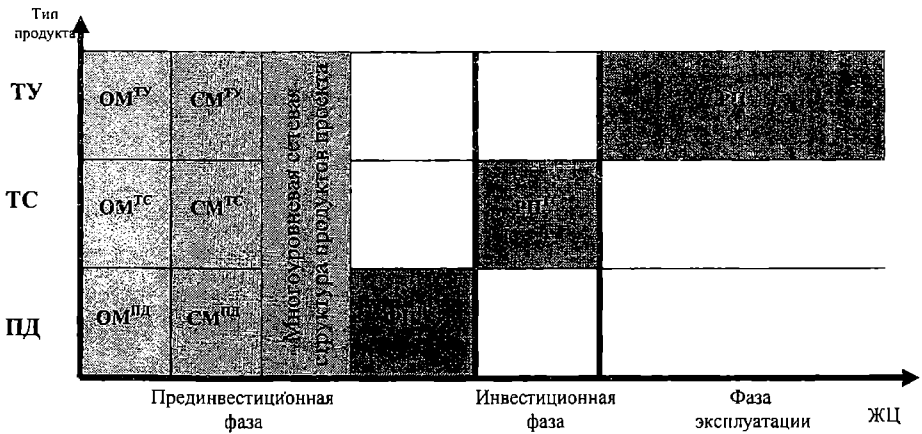


формировании классов продуктов, обладающих подобными свойствами. Смысловая описательная модель продукта обладает набором характеристик, которые должны быть присущи будущему реальному продукту.

Кодификация заключается в присваивании параметрам продуктов кодовых значений, отражающих степень соответствия значения определенной характеристики продукта значению этой характеристики, присущему тому или иному классу, и предполагает создание структурных моделей каждого продукта проекта. Отметим, что значение характеристики может описываться качественно и количественно. Использование структурных моделей позволяет, используя определенные правила и зависимости, провести классификацию реальных продуктов проекта.

Следующим этапом формирования параметров продуктов проекта является спецификация, заключающаяся в определении критериев оценки привлекательности продуктов проекта и создании их многоуровневой сетевой структуры, позволяющей выделить из множества классов возможных реальных продуктов класс, представители которого в наибольшей мере удовлетворяют требованиям эффективности проекта.

Поскольку окончание каждой фазы проекта характеризуется получением определенного продукта, результаты вышеописанного процесса инициализации продуктов имеют различную временную отнесенность, как представлено на рис. 2.



*Рис. 2. Инициализация продуктов проекта на протяжении ЖЦ*

На этом рисунке:

ОМ<sup>ПД</sup>, СМ<sup>ПД</sup>, РП<sup>ПД</sup> – описательная модель, структурная модель, реальный продукт проектной документации;

ОМ<sup>ТС</sup>, СМ<sup>ТС</sup>, РП<sup>ТС</sup> – описательная модель, структурная модель, реальный продукт транспортного средства;

ОМ<sup>ТУ</sup>, СМ<sup>ТУ</sup>, РП<sup>ТУ</sup> – описательная модель, структурная модель, реальный продукт транспортной услуги.

Процесс создания описательных моделей продуктов проекта включает следующие операции:

- определение характерных признаков продуктов;
- выбор шкал оценивания параметров;
- классификацию потенциальных продуктов.

Каждый продукт обладает набором признаков, характеризующих его сущность. Формирование набора признаков – множества значений параметров

$$X^i = \{x_1; x_2; \dots; x_j; \dots; x_J\},$$

где  $(i=1, I)$  – продукты проекта, а  $(j=1, J)$  – параметры продуктов, представляет собой эвристическую операцию. Для каждого продукта необходимо определить множество параметров, отражающих его специфику. Для транспортной услуги определяющими являются востребованные рынком условия грузоперевозок, для транспортного средства – технико-эксплуатационные характеристики, а для проектной документации – содержательные и структурные особенности. Специфические особенности параметров продуктов обуславливают их экономические характеристики. Выделение специфических свойств продуктов проекта развития транспортного предприятия на примере судоходной компании представлено в табл. 1.

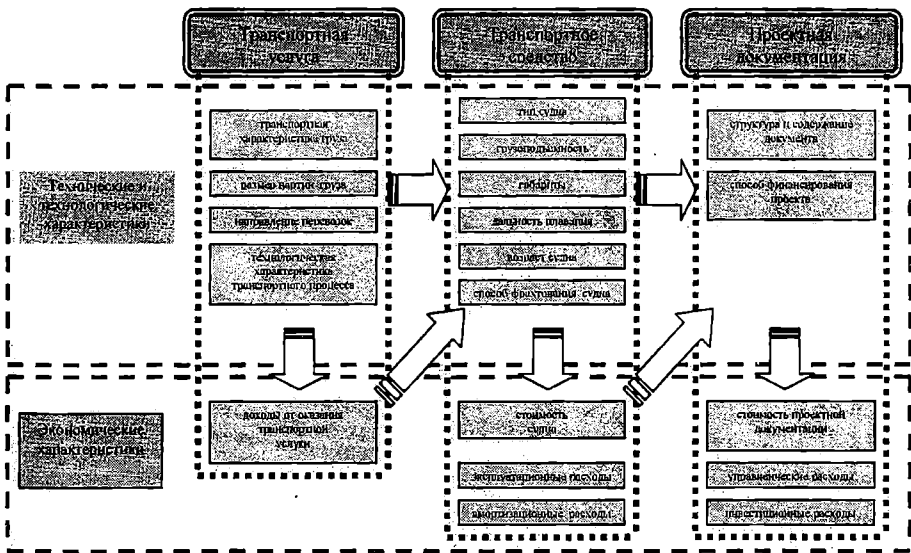
*Таблица 1*

*Входные параметры продуктов проекта*

Фаза ЖЦ проекта	Продукт фазы	Параметры продукта
Преинвестиционная	Проектная документация	- технологические характеристики: структура, содержание документа (ТЭО, бизнес-план, проект); - экономические характеристики: стоимость, управленческие расходы.
Инвестиционная	Транспортное средство - грузовое судно	- технико-эксплуатационные характеристики: тип судна, дальность плавания, габариты, грузоподъемность и др.; - экономические характеристики: стоимость, эксплуатационные расходы, амортизационные отчисления.
Эксплуатационная	Транспортная услуга - перевозка грузов	- технологические характеристики: транспортная характеристика груза [10], размер партии груза, направление перевозок, - экономические характеристики: тарифные ставки на перевозку данного вида груза.

Процесс формирования входных параметров продуктов предшествующей фазы, определяющийся выходными параметрами продуктов последующей фазы, представлен на рис. 3.

Параметры продуктов могут представлять собой как количественные величины, так и качественные характеристики. В зависимости от принадлежности параметра к соответствующей группе выбирается правило шкалирования и способ определения подобия параметра [11]. В случае, если на начальной стадии инициализации возможно выразить значение параметра в количественных величинах, в качестве шкалы оценивания используется шкала абсолютных величин. В противном случае значение параметра определяется качественной шкалой относительных величин. Описание параметров продуктов позволяет сгруппировать их в классы, отличающиеся совокупностью близких значений определенных признаков [12]. При этом описательная модель должна содержать сведения как о том, присущи или нет каждому классу те или иные признаки качественного характера, так и о возможных диапазонах значений признаков, имеющих количественное выражение для каждого класса [11].

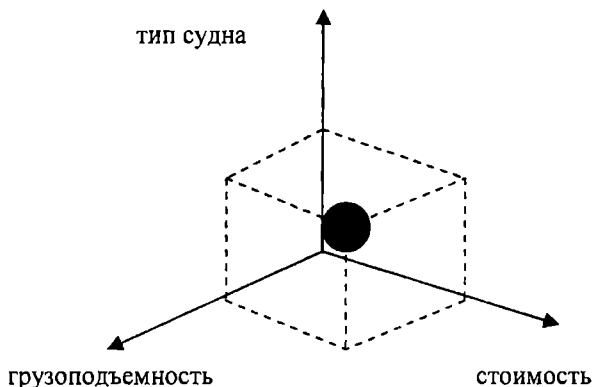


*Рис. 3. Формирование входных параметров продуктов на фазах ЖЦ проекта*

Непосредственное решение задачи классификации заключается в разбиении пространства значений параметров продуктов на области  $D_k^i$  ( $k=1, K$ ), соответствующие определенным классам. Указанное разделение должно быть выполнено таким образом, чтобы обеспечить минималь-

ное значение ошибок отнесения классифицируемых продуктов к «чужим» классам. Результатом такой операции является идентификация принадлежности продукта, имеющего набор признаков  $X_j^i$  ( $j=1, J$ ), принимающих значения  $X_{jm}^i$  ( $m=1, M$ ), к классу  $D_k^i$  ( $k=1, K$ ).

Таким образом, использование шкал оценивания позволяет выделить совокупности близких по значениям параметров будущих продуктов проекта. Продукт, представленный множеством  $n$  признаков, следует рассматривать как точку в  $n$ -мерном пространстве. Пример создания описательной модели продукта инвестиционной фазы в трехмерном пространстве представлен на рис. 4.



*Рис. 4. Пространственное изображение описательной модели продукта инвестиционной фазы проекта*

Декомпозиция пространства признаков осуществляется с помощью разделяющих гиперплоскостей, размерность которых на единицу меньше, чем размерность исходного пространства. Совокупность гиперплоскостей разделяет пространство на несколько множеств, каждое из которых содержит векторы с близким набором признаков; тем самым осуществляется классификация продуктов проекта. Например, как представлено на рис. 5, в двухмерном пространстве разделяющей является кривая, а в трехмерном пространстве кривая преобразуется в поверхность.

Следующим этапом формирования входных параметров продуктов проекта является кодификация продуктов проекта, предполагающая создание структурных моделей отдельных продуктов, включающее следующие операции:

- выбор способов определения подобия параметров;
- создание матрицы кодовых структур продуктов.

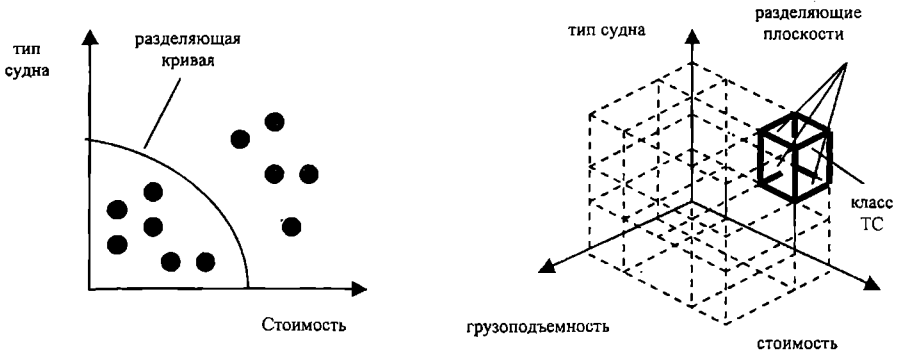


Рис. 5. Разделение продуктов фаз проекта на классы

Структурные модели продуктов проекта представляют собой кодовые структуры, отражающие специфические особенности классов продуктов, определенные на предыдущем этапе описательными моделями. Выбор шкалы оценивания параметра продукта обосновывает правило определения меры подобия, характеризующей степень соответствия значения параметра альтернативного варианта продукта значениям данного параметра, характерным для представителей определенного класса. Для количественно выраженных признаков в качестве меры подобия может выступать не величина значения параметра, а факт попадания в определенный интервал, содержащий значения величин параметра представителей класса. В случае, если характеристику продукта представляется возможным выразить только в качественном виде с помощью шкалы относительных величин, мера подобия будет выражаться посредством отображения наличия или отсутствия данного значения параметра у альтернативного варианта продукта.

Формализовать меру подобия  $\omega_{jk}^i$  продукта, обладающего значениями параметров  $X_{jm}^i$  ( $j=1, J$ ), ( $m=1, M$ ), классу  $D_k^i$  ( $k=1, K$ ), представляется возможным посредством использования булевых соотношений между признаками, присущими альтернативному варианту продукта, и признаками продуктов, относящихся к определенному классу. Результатом проведенной операции является матрица параметров классов продукта проекта (табл. 2).

Таблица 2

Матрица параметров классов продукта проекта

Классы	Параметры																
	$x^i_1$						$x^i_j$										
	$x^i_{11}$	...	$x^i_{1m}$	...	$x^i_{1M}$	...	$x^i_{j1}$	...	$x^i_{jm}$	...	$x^i_{jM}$	...	$x^i_{j1}$	...	$x^i_{jm}$	...	$x^i_{jM}$
$D^i_1$	1	...	0	...	0	...	0	...	1	...	0	...	0	...	0	...	1
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
$D^i_k$	0	...	1	...	0	...	0	...	1	...	0	...	1	...	0	...	0
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
$D^i_K$	0	...	0	...	1	...	1	...	0	...	0	...	1	...	0	...	0

В таблице мера подобия  $\omega_{jk}^i$  значения параметра  $x_{jm}^i$  альтернативного варианта  $i$ -го продукта значению данного параметра  $x_{jk}^i$ , присущему классу  $D_k^i$  выражена булевыми переменными, где

$$\omega_{jk}^i = \begin{cases} 1, & \text{если } x_{jm}^i \in \{x_{jk}^i\}, \\ 0, & \text{если } x_{jm}^i \notin \{x_{jk}^i\}. \end{cases} \quad (1)$$

Таким образом, формализация процесса распределения альтернативных вариантов продуктов по классам характеризуется построением структурных моделей, отражающих принадлежность варианта к определенному классу, и позволяющих проводить классификацию продуктов, опираясь на их структурный код.

Следующим этапом процесса инициализации входных параметров продуктов фаз проекта является их спецификация, которая включает:

- формализацию оценочных критериев продуктов фаз проекта и проекта в целом;
- построение многоуровневой сетевой структуры продуктов проекта.

Каждый класс продуктов имеет свои отличительные особенности, которые отражаются на значении критерия эффективности, оценивающего достоинства и недостатки альтернативного варианта продукта. Продукты различных фаз проекта обладают определенной специфичностью, поэтому и критерии их оценки существенно отличаются. Поскольку формирование входных параметров продуктов проекта имеет обратную направленность по сравнению с процессом получения этих продуктов, формализация оценочных критериев должна проходить по мере их идентификации. Например, на этапе моделирования продукта эксплуатационной фазы (*TU*), являющегося основополагающим в формировании входных параметров продуктов следующих фаз, представляется возможным спрогнозировать значение доходной составляющей денежных потоков. В качестве критерия, отражающего деятельность транспортного предприятия на эксплуатационной фазе, принят приток денежных средств от оказания транспортной услуги – *IF* (*Inflow*), обуславливаемый величиной прогнозируемых доходов  $D_{\text{эклт}}$ . В процессе моделирования следующего продукта (*TC*), определяются затратные характеристики – *OF* (*Outflow*) как инвестиционной фазы – стоимость транспортного средства

и расходы, связанные с его приобретением –  $I$ , так и эксплуатационной фазы – амортизационные отчисления  $R_{аморт}$ , эксплуатационные расходы  $R_{экспл}$ , поскольку они напрямую зависят от технико-эксплуатационных характеристик транспортного средства. В качестве критерия оценки затрат на проектную документацию принимается отток денежных средств  $OF$ , включающий управленческие расходы –  $R_{упр}$ , поскольку цена на проектные разработки напрямую зависит от стоимости первоначальных инвестиций.

Тогда в качестве критерия результативности проекта в целом в модели инициализации входных параметров продуктов проекта принимается срок окупаемости проекта как интегрированный показатель, учитывающий эффективность процесса управления проектом на каждой фазе ЖЦ. Поскольку модель является первоочередной в процессе инициализации, прогнозируемые значения доходных и расходных составляющих потоков денежных средств имеют приближенные значения. Данное положение позволяет считать прогнозное значение будущей величины потоков денежных средств условно-постоянным, что делает возможным вычисление срока окупаемости проекта по формуле

$$DPP = \log_q \left[ 1 - \frac{I_0(1-q)}{CF_k \cdot q} \right]. \quad (2)$$

Поскольку срок окупаемости соответствует моменту времени, когда чистая современная стоимость проекта (*Net Present Value, NPV*) становится равной нулю [13], несложно вывести величину срока окупаемости  $T_{ок}$  из уравнения:

$$-I_0 + \sum_{i=1}^T CF_i \cdot q^i = 0,$$

где  $q = \frac{1}{1 + \frac{P}{100}}$  – коэффициент дисконтирования,

$P$  – ставка дисконтирования;

$$\sum_{i=1}^T CF_i \cdot q^i = I_0,$$

из предположения  $CF_i = const$ , следует  $CF_k \cdot \sum_{i=1}^T q^i = I_0$ ,



по формуле геометрической прогрессии  $\sum_{i=1}^T q^i = \frac{q(1-q^T)}{1-q}$ .

Тогда  $\frac{q(1-q^T)}{1-q} = \frac{I_0}{CF_k}$ ,  $CF_k \cdot q(1-q^T) = I_0(1-q)$ ,

$$1-q^T = \frac{I_0(1-q)}{CF_k \cdot q}, \quad q^T = 1 - \frac{I_0(1-q)}{CF_k \cdot q},$$

$$DPP = T = \log_q \left[ 1 - \frac{I_0(1-q)}{CF_k \cdot q} \right], \text{ при условиях } 1 - \frac{I_0(1-q)}{CF_k \cdot q} > 0, \quad q > 0.$$

Таким образом, выбор альтернатив продуктов проекта позволяет выделить из множеств значений оценочных критериев классов продуктов, характеризующих привлекательность того или иного класса, значения критериев, соответствующие выбранным альтернативным вариантам продуктов. А это, в свою очередь, характеризует значения составных элементов, формирующих оценочные критерии. Значения доходных и расходных составляющих влияют на величину потоков денежных средств на каждой фазе проекта. От величины потоков денежных средств зависит значение критерия эффективности всего проекта в целом.

Зависимость критериев оценки от специфики продуктов и распределение составляющих их элементов по потокам денежных средств, характерных для каждой фазы проекта, представлена на рис.6.

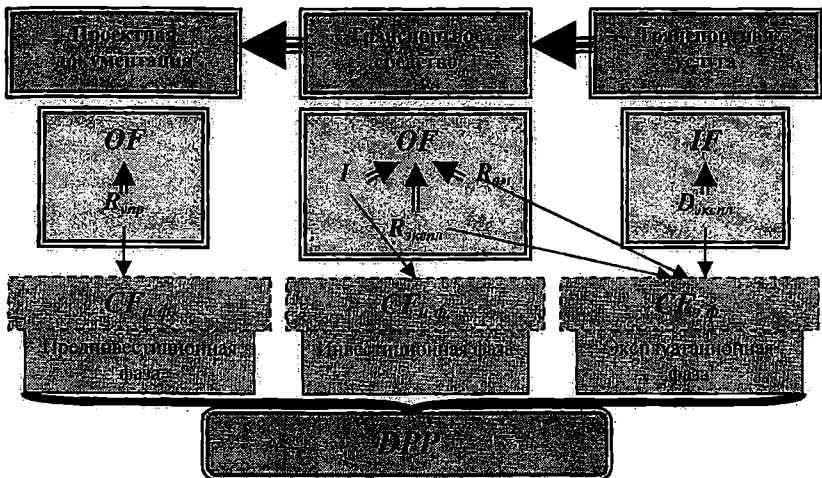


Рис. 6. Формирование критериев оценки продуктов проекта

Комплекс проведенных процедур является подготовительным этапом к осуществлению процесса принятия управленческого решения по выбору альтернативных вариантов реальных продуктов проекта, модель которого можно изобразить в виде многоуровневой иерархической структуры. Иерархические уровни сети представляют собой набор альтернатив классов продуктов фаз проекта. При этом на нижнем уровне иерархии находится множество альтернатив классов транспортных услуг, затем следует уровень альтернатив классов транспортных средств, за которым располагается уровень вариантов классов проектной документации, а в вершине структуры находится проект как система продуктов всех фаз ЖЦ (рис. 7).

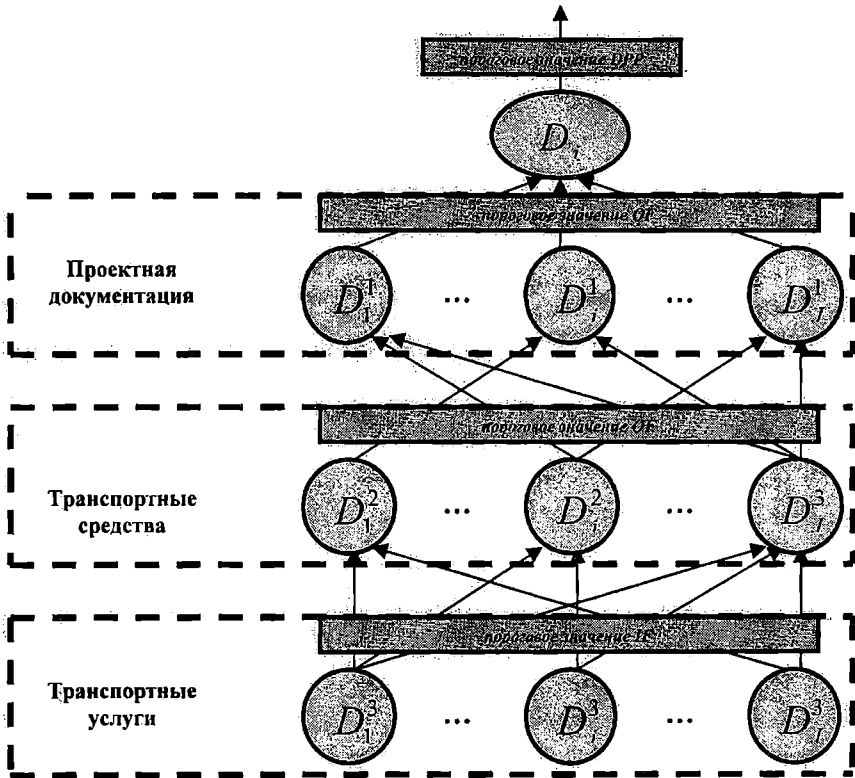


Рис. 7. Модель многоуровневой сетевой структуры выбора альтернативных вариантов классов продуктов проекта

Выходные параметры предыдущих уровней являются входными для последующих уровней структуры. Для перехода на следующий уровень необходимо провести сравнительный анализ значения критерия оценки данного уровня с некоторым пороговым значением. Если критерий оценки имеет положительную направленность ( $IF$ ), альтернативный вариант будет принимать участие в дальнейшем процессе форми-

рования продуктов проекта лишь в том случае, если значение этого критерия для данного альтернативного варианта будет превышать некоторое пороговое значение. В противном случае, если критерий будет отрицательно направленным (*OF*), для перехода на следующий уровень потребуются, чтобы значение критерия не достигало пороговой величины. Такой критерий, как срок окупаемости, является результирующим, его значение учитывается в дальнейшем процессе оценки эффективности проекта. Кроме того, данный критерий принимает участие в выборе лучшей альтернативы в случае, если на верхний иерархический уровень сети вышло более одной альтернативы.

Процесс построения многоуровневой сетевой структуры продуктов проекта представляет собой последовательность действий:

- формирование альтернативных вариантов классов продуктов проекта по уровням сети;
- выявление взаимосвязей между элементами различных уровней;
- определение пороговых значений критериев оценки продуктов проекта.

Таким образом, подготовительный этап к выбору альтернатив реальных продуктов фаз проекта, заключающийся в формировании системы моделей продуктов проекта, возможно представить в виде блоков последовательных процедур (рис. 8).

Инициализация входных параметров реальных продуктов проекта заключается в выборе альтернативных вариантов продуктов, относящихся к такому классу, который соответствует определенному ранее классу продуктов предшествующего уровня иерархической сети. Кроме того, выбранная альтернатива должна обладать «проходным» значением оценочного критерия. В случае если пороговое значение оценочного критерия не будет преодолено, альтернатива продукта фазы будет считаться неприемлемой, и процедура формирования входных параметров будет повторена.

Предложенный методический подход к формированию параметров продуктов проекта транспортного предприятия, основанный на использовании системы моделей, позволяющей выявить взаимосвязи между характеристиками продуктов, отражает приоритетность результатов фаз проекта в процессе целеполагания. Использование разработанной системы моделей обеспечивает снижение уровня неопределенности в процессе выбора альтернативных вариантов продуктов фаз проекта, что позволяет уже на первоначальных этапах проекта выявить наиболее приемлемые из них, обеспечивающие максимальную эффективность проекта. Кроме того, совершенствование процесса инициализации приводит к снижению затрат финансовых и временных ресурсов проекта. В дальнейшем предполагается проведение исследований процесса инициализации с учетом нестабильности проектной среды.

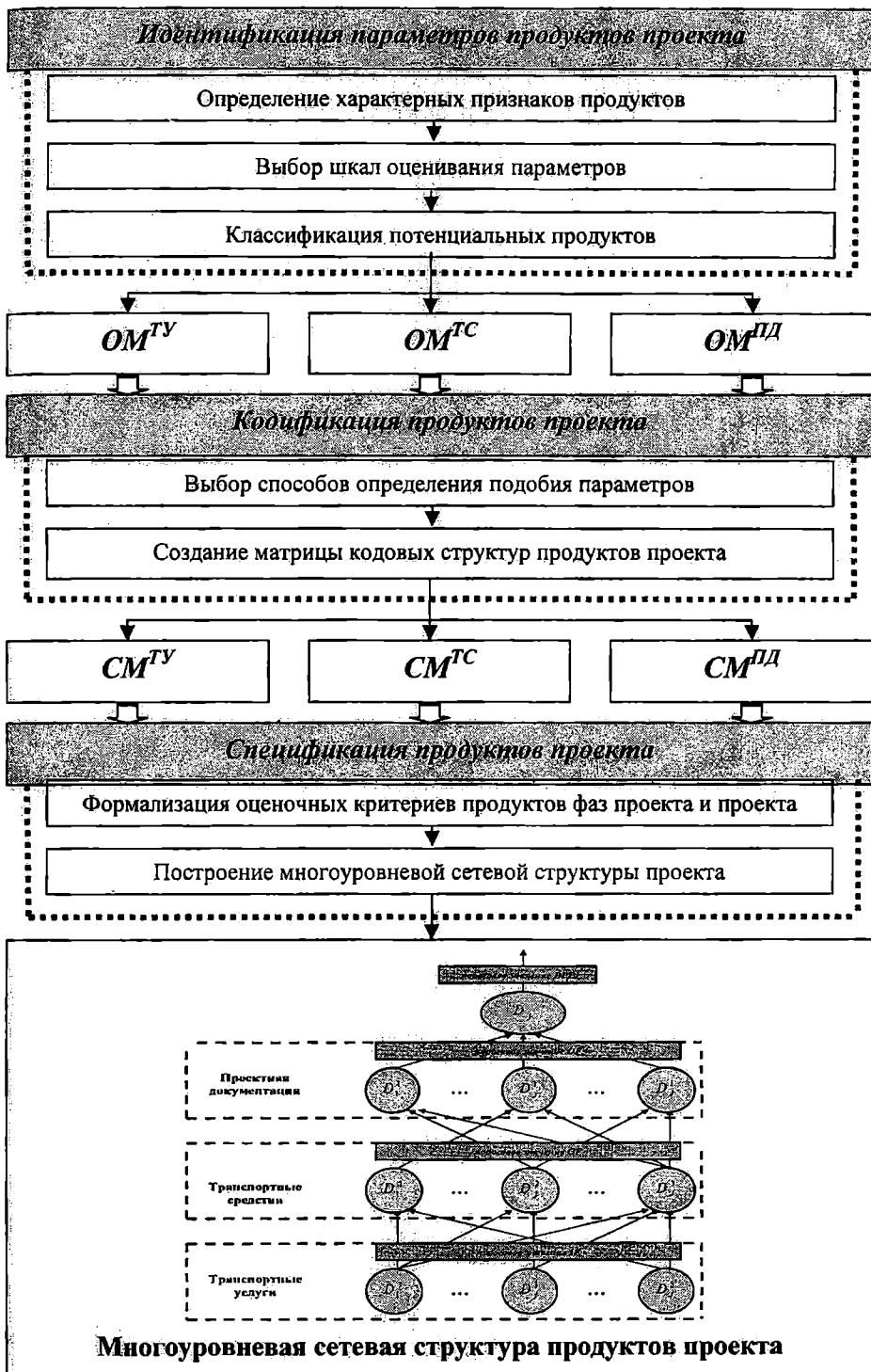


Рис. 8. Последовательность создания системы моделей формирования параметров продуктов проекта

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Мазур И.И. Управление проектами / И.И. Мазур, В.Д. Шапиро, Н.Г. Ольдерогге. – М.: «Экономика», 2001. – 574 с.
2. Керівництво з питань проектного менеджменту РМВООК. Пер. з англ. / Під. ред. С.Д. Бушуєва, – К.: Видавничий дім «Деловая Украина», 2000. – 198 с.
3. Ковтун Т.А. Структуризация пакетов работ проекта для мониторинга ситуаций риска // II Международная конференция «Управление проектами в развитии общества. Тезисы докладов». – К – 2005. – С.51-52.
4. Словник-довідник з питань управління проектами / Бушуєв С.Д. Українська асоціація управління проектами. – К.: Деловая Украина, 2001. – 640 с.
5. Тяг Р.Б. Холод Б.І., Ткаченко В.А, Управління проектами / Р.Б. Тяг, Б.І. Холод, В.А. Ткаченко. – К.: Центр навчальної літератури, 2003. – 224 с.
6. Кобиляцький Л.С. Управління проектами: Навч. посібн. – К.: МАУП, 2002. – 200 с.
7. Тарасюк Г.М. Управління проектами: Навч. посібн. – К.: Каравела, 2004. – 344 с.
8. Товб А.С. Управление проектами: стандарты, методы, опыт / А.С. Товб, Г.С. Ципес. – М.: ЗАО «Олимп – Бизнес», 2003. – 240 с.
9. Управление проектами. / Под ред. Дж.К. Пинто. – СПб.: Питер, 2004. – 464 с.
10. Белинская Л.Н. Грузоведение и складское дело на морском транспорте. / Л.Н. Белинская, Г.А. Сенько. – М.: Транспорт, 1982. – 240 с.
11. Горелик А.Л., Скрипкин В.А. Методы распознавания. – М.: Высшая школа, 1989. – 232 с.
12. Глибовець М.М., Отецький О.В. Штучний інтелект. – К.: Вид. дім «КМ Академія», 2002. – 366 с.
13. Лапкина И.А. Управление проектами: Тексты лекций. – Одесса: ОНМУ, 2002. – 131 с.

Надійшла 15.03.07

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРИОРИТЕТОВ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ПРИ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЕКТОВ ГРЕБНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

*Предложена методика моделирования влияния приоритетов при проектировании гребных энергетических установок. Рассматривается многокритериальная оптимизация с переменными весовыми вкладами.*

*Ключевые слова: оптимизация проектов ГЭУ электроходов, многокритериальная оптимизация, учет приоритетов показателей качества.*

Объективный выбор оптимальных вариантов гребных энергетических установок (ГЭУ) судов требует применения количественного комплексного критерия, учитывающего по каждому варианту ГЭУ совокупность разнородных показателей полезного эффекта и соответствующих затрат. В основу разработки такого комплексного критерия должен быть положен системный принцип, предусматривающий такое построение любой системы, которое будет удовлетворять требованиям старшей системы, для которой она построена [2]. Соответственно этому, сравнительные комплексные оценки гребных энергетических установок должны предусматриваться по критерию судна, как старшей системы, для обеспечения которой ГЭУ предназначена. Попытки получения каких-либо частных свойств для элементов ГЭУ без учета влияния их на старшую систему может привести к неоправданному расходованию средств и отрицательному по конечному итогу результату. Моделирование влияния приоритетов показателей качества в процессе поиска оптимальных решений при проектировании гребных энергетических установок электроходов и является целью настоящей работы.

Для судов с электродвижением к основным эксплуатационным режимам работы относятся маневренные режимы. Вопросам надежности и безопасности выполнения маневренных операций уделяется особое внимание. В то же время актуальными остаются показатели экономичности и надежности работы самой энергетической установки. Исходя из этого, в качестве показателей качества, на основе которых будут строиться целевые функции предстоящих оптимизационных процедур выбраны:

- $T$  – затраты времени на выполнение маневра;
- $G$  – затраты топлива на выполнение маневра;
- $\Delta\omega_D$  – колебания скорости вращения первичных двигателей;
- $P_D$  – максимальная мощность тепловых двигателей на маневрах;
- $T_{ГЭД}$  – продолжительность реверса гребных электродвигателей и винтов

В соответствии с системным подходом показатели качества разделены на две группы: старшую и младшую. К старшей системе относятся показатели судна, к младшей – показатели ГЭУ.

При оптимальном проектировании (параметрической оптимизации) поиск оптимальных решений должен проводиться сначала по критериям старшей группы. Эти критерии, по сути дела, оценивают работу всей судовой энергетической установки и всего судового пропульсивного комплекса «по конечному результату». Затем, придерживаясь известного принципа «неухудшения» с учетом заданного допуска [1] показателей старшей группы, следует проводить оптимизацию параметров по критериям младшей группы.

Целевые функции в таких случаях следует строить в виде

$$f(x) = \sum m_j f_j(x),$$

где  $m_j$  – весовой коэффициент  $j$  – го показателя качества.

Выполненные в работе [3] исследования показали, что значимое влияние на критерии оптимизации оказывают обобщенные безразмерные показатели пропульсивного комплекса электрохода приведенные в табл. 1. Именно эти параметры и должны подлежать оптимизации. Степень их влияния на каждый критерий (вклад) указана в процентах.

Таблица 1

Влияние значимых параметров на критерии оптимизации

Критерий	Значимые параметры									
	$N_X$	$C_{M23}$	$C_{M16}$	$C_{M20}$	$C_{M18}$	$C_{M17}$	$C_{G7}$	$C_{G8}$	$N_D$	$C_D$
$G$	51,7 - 58,4	12,4- 22,7	11,4- 16,7	10,3	4,9	1,12- 13,6	< 3	< 3	< 3	< 3
$T$	58,5- 64,7	21 - 24,4	4,5- 8	17,4- 23	8,5	14,2- 15,6	< 3	< 3	< 3	< 3
$\Delta\omega_D$	< 3	< 3	16	< 3	< 3	< 3	16	10,6	43,8	13,9
$P_D$	< 3	21,7	34,6	12,9	< 3	14,7	6,8	< 3	< 3	< 3
$T_{ГЭД}$	16,9	< 3	24,3	17,8	< 3	< 3	29	15,6	< 3	< 3

Приведенные в табл. 1 результаты усреднены по отдельным маневрам и учитывают, по возможности, эффекты взаимодействий параметров.

Подлежащие оптимизации параметры определяются по соотношениям:

$$C_{G7} = \frac{K_{GE} W_{GV}}{E_{G0}} \omega_{D0} I_{GV0}; \quad C_{G8} = \frac{K_{GE} \omega_{D0}}{E_{G0}} \frac{m_G \sqrt{2}}{\pi} \frac{W_{G1} k_{GB}}{p_G} I_{G0};$$

$$C_{G10} = \frac{U_{G0}}{E_{G0}};$$

$$C_{M16} = \frac{\beta_{M0}}{r_M'^2} \left[ (b_M^2 + c_M^2 \alpha_0^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha_0^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_{M0}^2} + 2r_{1M} \alpha_0 \frac{r_{2M}'}{\beta_{M0}} \right];$$

$$C_{M17} = \frac{b_M^2}{(r_{2M}')^2};$$

$$C_{M18} = \frac{c_M^2}{r_{2M}'^2} \alpha_0^2; \quad C_{M20} = \frac{\omega_{M0}}{\omega_{1MH}}; \quad C_{M21} = d_M^2;$$

$$C_{M23} = 2 \frac{r_{1M}}{r_{2M}'} \alpha_0;$$

$$N_X = \frac{L P_{e0}}{(m + \lambda_{11}) v_0^2}, \quad N_M = \frac{M_{M0} L}{J_M \omega_{M0} v_0}; \quad N_D = \frac{M_{D0} L}{J_D \omega_{D0} v_0},$$

где  $\omega_{D0}$  – угловая скорость вращения первичного двигателя;

$I_{GV0}$  – ток возбуждения синхронного генератора;

$U_{G0}$  и  $I_{G0}$  – напряжение и ток генератора;

$K_{GE}$ ,  $m_G$ ,  $W_{G1}$ ,  $k_{GB}$ ,  $p_G$  и  $W_{GV}$  – конструктивные параметры генератора;

$E_{G0}$  – продольная составляющая результирующей ЭДС генератора;

$\omega_{M0}$  и  $\omega_{1MH}$  – угловые скорости вращения двигателя и магнитного поля статора при номинальной частоте;



- $\beta_{M0}$  – абсолютное скольжение ротора ГЭД;  
 $\alpha_0$  – относительная частота напряжения ГЭД;  
 $r_{1M}$  и  $r_{2M}$  – активное сопротивление статора и приведенное активное сопротивление ротора ГЭД;  
 $b_M, c_M, d_M, e_M$  – постоянные коэффициенты частотно-управляемого асинхронного электродвигателя;  
 $m$  и  $\lambda_{11}$  – масса судна и присоединенные массы воды вдоль его продольной оси;  
 $P_{e0}$  – полезный суммарный упор гребных винтов;  
 $L$  – длина судна;  
 $M_{D0}, M_{M0}$  – вращающий момент первичного двигателя и ГЭД;  
 $J_D, J_M$  – приведенные к валу первичного двигателя и к валу ГЭД моменты инерции вращающихся частей (индекс «0» относится к базовому режиму работы, соответствующему движению судна с номинальной мощностью двигателей);  
 $c_{DP}$  – статизм регуляторной характеристики первичных двигателей;  
 $k2$  – коэффициент, характеризующий скорость нарастания напряжения гребных электродвигателей при торможении.

Как видно из табл. 1, значимое влияние на показатели  $G$  и  $T$  оказывают параметры  $N_X, C_{M16}, C_{M23}, C_{M20}, C_{M18}, C_{M17}$ . Следуя принятой последовательности процесса поиска оптимальных параметров, необходимо к этой группе параметров добавить  $C_{G7}$ , как один из наиболее влияющих параметров для критериев младшей группы. Это делается для того, чтобы в процессе предстоящей в дальнейшем оптимизации по  $\Delta\omega_D, P_D, T_{ГЭД}$  не ухудшить существенно показатели старшей группы.

Поиск оптимальных параметров пропульсивных комплексов осуществляется по многокритериальному показателю

$$J_{GT} = m_G G + m_T T,$$

при переменных весовых коэффициентах  $m_G$  и  $m_T$ .

На первом этапе оптимизации исследовался режим «разгона». Серии расчетов позволили определить оптимальные (по выбранной целевой функции) сочетания параметров пропульсивных комплексов, при различных соотношениях весовых вкладов  $m_G$  и  $m_T$ .

Результаты оптимизации приведены в табл. 2. С учетом введенного понятия о многокритериальной целевой функции, анализ приведенных в табл. 2 результатов позволяет сделать следующие выводы.

Оптимизация параметров пропульсивных комплексов дает возможность улучшить, в среднем на 60-65 % по сравнению со «средним» ( $J_{GT0}$ ) вариантом, такие важнейшие показатели качества выполнения маневра, как относительные затраты топлива на его выполнение –  $G$  и продолжительность –  $T$ . Причем, «эффективность» оптимизации (строка

$(J_{GT0} - J_{GTопт}) / J_{GT0}$  в табл. 2) при варьировании весовыми вкладами  $m_G$

и  $m_T$  остается на одинаково высоком уровне. Не вдаваясь в анализ продукта оптимизации, попытаемся применить эту процедуру к другому маневру, например – к реверсу. Оптимальные параметры, приведенные в табл. 2, вероятнее всего, окажутся неоптимальными для этого маневра.

*Таблица 2*

*Оптимальные параметры пропульсивных комплексов  
по многокритериальной целевой функции  $J_{GT}$   
применительно к маневру «разгон»*

Параметры	Соотношение весовых вкладов критериев $m_G / m_T$				
	1/0 (критерий $G$ )	0,75/0,25	0,5/0,5	0,25/0,75	0/1 (критерий $T$ )
$N_X$	0,195	0,195	0,20	0,194	0,195
$C_{M16}$	12,775	12,681	11,346	13,187	13,587
$C_{M20}$	0,731	0,719	0,681	0,650	0,719
$C_{M18}$	8,990	8,990	8,990	7,365	1,00
$C_{M23}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$C_{G7}$	1,501	1,501	1,506	1,50	1,50
$C_{M17}$	0,503	0,5	0,51	0,507	0,50
$J_{GT0}$	19,620	14,683	11,277	9,573	7,87
$J_{GTопт}$	6,758	5,590	4,499	3,878	3,13
$(J_{GT0} - J_{GTопт}) / J_{GT0}$	0,655	0,619	0,601	0,595	0,602

Параметрическая оптимизация, проведенная применительно к этому режиму по тем же критериям и при таких же условиях, подтвердила это предположение. Исходя из этого, предлагается проводить параметрическую оптимизацию применительно к некоторому «результатирующему» маневру. Таким маневром может быть «разгон пропульсивного комплекса судна до заданного значения скорости  $v = v_{зад}$  – реверс до скорости  $v = 0$ ».

В процессе оптимизации проектов судовых ГЭУ могут «появиться» параметры, которые априорно могут повлиять на результаты оптимизации. Их влияние следует учесть и оценить. И наоборот, какие-то параметры могут оказаться малозначимыми и их целесообразно исключить (обоснованно). Таким параметром (фактором) в частности является скорость движения судна  $v_{зад}$ . Скорость  $v_{зад}$ , по сути дела, определяет «напряженность» выполнения маневренных операций.

В то же время, результаты проведенных расчетов по режимам «разгона» и «реверса» показали, что из числа оптимизируемых параметров целесообразно исключить  $C_{M17}$  (этот параметр практически оставался постоянным –  $C_{M17\text{ опр}} = 0,5$ ) и добавить  $C_{M22}$ . Таким образом, в группу оптимизируемых параметров допускается вводить и обоснованно выводить дополнительные факторы и параметры.

Результаты поиска оптимальных параметров при различных значениях скорости судна  $v_{\text{зад}}$  (будем полагать: для малого хода –  $v_{\text{зад}} \approx 0,3$ , для среднего –  $v_{\text{зад}} \approx 0,5$ , для полного –  $v_{\text{зад}} \approx 0,9 \div 1$ ), полученные в ходе оптимизационных расчетов, приведены в табл. 3. Эффективность оптимизации  $\Delta J_{GT} = \frac{(J_{GT0} - J_{GT\text{опт}})}{J_{GT0}}$  при этом достаточно велика.

Второй этап оптимизации – по показателям качества функционирования гребной энергетической установки. Это –  $\Delta\omega_D, P_D, T_{ГЭД}$ . Второй этап позволяют уточнить оптимальные значения  $C_{M20}, C_{G7}$  и  $C_{M16}$ . Основное требование – показатели старшей группы (показатели судна) должны не ухудшиться с заданной степенью допуска.

В отличие от процесса оптимизации по критериям старшей группы, провести оптимизацию параметров по критериям  $\Delta\omega_D, P_D, T_{ГЭД}$  можно последовательно. Применительно к гребным энергетическим установкам судов это продиктовано следующими соображениями:

во-первых, среди перечисленных критериев можно установить иерархическую последовательность их «весомостей»;

во-вторых, ряд параметров, существенно влияющих на  $\Delta\omega_D$  ( $N_D$  и  $C_D$ ), вообще не относится к числу существенно значимых параметров для других критериев оптимальности. Таким образом, последовательность параметрической оптимизации по критериям младшей группы может быть принята следующей: сначала по  $\Delta\omega_D$ , затем  $P_D$ , и наконец – по  $T_{ГЭД}$ .

Подобная «свобода» в последовательной параметрической оптимизации и, в определенной степени, «ущемление интересов» критериев  $P_D$  и  $T_{ГЭД}$ , устраняется проведением многокритериальной оптимизации (по аналогии с критериями старшей группы) по критерию

$$J_{\omega PT} = m_{\omega} \Delta\omega_D + m_P P_D + m_T T_{ГЭД}.$$

Не вдаваясь в детали экспертных оценок весовых вкладов  $m_{\omega}, m_P$  и  $m_T$  (это отдельная задача, не входящая в данное исследование), попытаемся найти оптимальные параметры комплексов для нескольких вариантов их сочетаний. Оптимизация параметров была проведена для различных сочетаний указанных весовых вкладов  $m_{\omega}, m_P$  и  $m_T$ . Оптимальные решения приведены в табл. 4.

Таблица 3

Оптимальные параметры пропульсивных комплексов применительно к «результатирующему» маневру

Параметры	$V_{зад} = 0,3$												$V_{зад} = 0,5$												$V_{зад} = 0,9$											
	Весовые вклады критериев $m_G / m_T$				Весовые вклады критериев $m_G / m_T$				Весовые вклады критериев $m_G / m_T$				Весовые вклады критериев $m_G / m_T$				Весовые вклады критериев $m_G / m_T$				Весовые вклады критериев $m_G / m_T$															
	1,0/0	0,75/0,25	0,50/0,50	0,25/0,75	0/1,0	1,0/0	0,75/0,25	0,50/0,50	0,25/0,75	0/1,0	1,0/0	0,75/0,25	0,50/0,50	0,25/0,75	0/1,0	1,0/0	0,75/0,25	0,50/0,50	0,25/0,75	0/1,0	1,0/0	0,75/0,25	0,50/0,50	0,25/0,75												
$N_X$	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20												
$C_{M16}$	7,14	7,14	7,14	7,14	7,14	7,14	7,16	7,16	7,16	7,16	7,16	7,16	7,16	7,16	10,36	8,49	8,23	8,19	9,19	8,86	8,86	8,86	8,86	8,86												
$C_{M18}$	5,02	5,04	5,04	5,03	1,40	5,11	5,04	5,01	5,01	5,01	5,01	5,01	5,01	5,01	4,98	4,98	5,02	5,0	4,97	4,88	4,88	4,88	4,88	4,88												
$C_{M20}$	0,9	0,87	0,87	0,75	0,66	0,90	0,88	0,75	0,62	0,61	0,61	0,61	0,61	0,61	0,72	0,69	0,68	0,68	0,67	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63												
$C_{M23}$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8												
$C_{G7}$	1,73	1,73	1,73	1,71	1,54	1,67	1,66	1,64	1,67	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	1,59	1,61	1,62	1,62	1,63	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06												
$C_{M22}$	1,13	1,13	1,13	1,13	1,105	1,06	1,06	1,13	1,06	1,051	1,051	1,051	1,051	1,051	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06	1,06												
$J_{GR}$	21,62	17,01	12,52	9,74	8,04	34,88	30,68	21,06	16,84	14,26	14,26	14,26	14,26	14,26	84,89	68,83	52,25	41,95	35,67	35,67	35,67	35,67	35,67	35,67												
$J_{GT,опт}$	9,36	8,14	6,82	5,87	4,5	14,98	13,19	11,25	9,31	7,05	7,05	7,05	7,05	7,05	28,11	23,68	18,92	15,87	13,36	13,36	13,36	13,36	13,36	13,36												
$\Delta J_{GR}$	0,567	0,552	0,455	0,397	0,440	0,571	0,570	0,466	0,447	0,506	0,506	0,506	0,506	0,506	0,699	0,656	0,638	0,622	0,625	0,625	0,625	0,625	0,625	0,625												

Оптимальные параметры пропульсивных комплексов при многокритериальной оптимизации по критерию

$$J_{\omega PT} = m_{\omega} \Delta \omega_D + m_P P_D + m_T T_{ГЭД}$$

Параметры	Весовые вклады $m_{\omega} / m_P / m_T$									
	1	0,6	0,6	0,6	0,4	0,33	0	0,2	0	0
	0	0,4	0,2	0	0,6	0,33	1	0,2	0,4	0
	0	0	0,2	0,4	0	0,33	0	0,6	0,6	1
$C_{M16}$	8,1	8,1	8,098	8,1	8,1	8,1	8,1	8,075	8	8,1
$C_{M20}$	0,894	0,894	0,894	0,894	0,894	0,894	0,894	0,875	0,9	0,85
$C_{M18}$	5,825	5,850	6,283	5,75	5,85	6,3	5,85	6,95	5,9	5,55
$C_{M17}$	0,785	0,785	0,784	0,76	0,785	0,785	0,785	0,76	0,75	0,66
$C_{G7}$	1,809	1,809	1,809	1,809	1,809	1,809	1,809	1,809	1,810	1,803
$C_{G8}$	1,338	1,338	1,325	1,35	1,338	1,325	1,338	1,15	1,05	0,85
$N_D$	3,95	4	3,982	3,95	4	4	4	4	3	4
$c_D$	1,039	1,039	1,039	1,039	1,039	1,039	1,039	1,039	1,04	1,045
Значения целевой функции $J_{\omega PT}$ и входящих в нее критериев $\Delta \omega_D$ , $P_{Dm}$ , $T_{ГЭД}$										
$J_{\omega PT 0}$	0,9098	0,9133	0,9210	0,9287	0,9151	0,9399	0,9399	0,9399	0,9399	0,9399
$J_{\omega PT opt}$	0,6894	0,7066	0,7710	0,8288	0,712	0,9129	0,9186	0,8840	0,9416	0,9032
$J_{\omega PT}, \%$	24,2	22,6	16,3	10,7	22,2	2,8	2,2	5,9	-0,2	3,9
$\Delta \omega_{D0}$	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330	0,0330
$\Delta \omega_{D opt}$	0,0250	0,0252	0,0255	0,0253	0,0252	0,2555	0,0252	0,0275	0,0286	0,0366
$\Delta \omega_D, \%$	24,2	23,6	22,7	23,3	23,6	22,7	23,6	16,7	13,9	-10,9
$P_{D0}$	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103	0,8103
$P_{D opt}$	0,6391	0,6440	0,650	0,648	0,644	0,650	0,6393	0,696	0,707	0,80
$P_D, \%$	21,1	20,5	19,8	20,0	20,5	19,8	21,1	14,1	12,7	1,3
$T_{ГЭД 0}$	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903	0,8903
$T_{ГЭД opt}$	0,9503	0,9503	0,9403	0,9503	0,9503	0,9403	0,9503	0,890	0,8703	0,8403
$T_{ГЭД}, \%$	-6,7	-6,7	-5,6	-6,7	-6,7	-5,6	-6,7	0	2,2	5,6

Анализ результатов, приведенных в табл. 4, позволяет сделать следующие выводы. Из трех критериев оптимальности –  $\Delta \omega_D$ ,  $P_D$  и  $T_{ГЭД}$ , входящих с различными весовыми вкладами в целевую функцию  $J_{\omega PT}$ , первые два вступают в противоречие с третьим. Действительно, уменьшение  $\Delta \omega_D$  и  $P_D$  достигается за счет снижения интенсивности протекания переходных процессов при реверсе гребной установки, а это неизбежно ведет к возрастанию продолжительности реверса ГЭД и гребных винтов –

$T_{ГЭД}$  И наоборот (что и выявилось в результате проведенной оптимизации табл. 4), с ростом  $\Delta\omega_D$  и  $P_D$  — уменьшается  $T_{ГЭД}$

Практически во всем диапазоне изменения значений весовых вкладов  $m_\omega$  и  $m_P$  (при условии, что  $m_T \leq 0,3$ ) оптимальные значения параметров комплексов остаются неизменными. Достижимые в результате оптимизации эффекты улучшения  $\Delta\omega_D$  и  $P_D$  также находятся на достаточно близком уровне: 22,7-24,2 % для  $\Delta\omega_D$  и 9,8-21,1 % для  $P_D$ .

Вместе с тем, имеется проигрыш в продолжительности реверса ГЭД и гребных винтов примерно в 5,6-6,7 %.

С ростом весового вклада  $m_T$  ( $m_T > 0,5$ ) сочетания оптимальных значений ряда параметров —  $C_{M20}$ ,  $C_{M18}$ ,  $C_{M17}$ ,  $C_{G7}$  — начинают изменяться. Показатели эффективности  $\Delta\omega_D, \%$  и  $P_D, \%$  падают, а  $T_{ГЭД}, \%$  возрастает. В предельном случае (при  $m_\omega = 0$ ,  $m_P = 0$ ,  $m_T = 1$ )

$$\Delta\omega_D = -10,9 \%; P_{D\max} = 1,3 \%; T_{ГЭД\text{ реверс}} = 5,6 \%$$

Поведение реального электрохода и проекта его оптимизированного варианта при выполнении двух чередующихся маневров «разгон электрохода» и «реверс ГЭУ» проиллюстрированы, на рис. 1 а качестве примера выбран электроход «Капитан Измайлов».

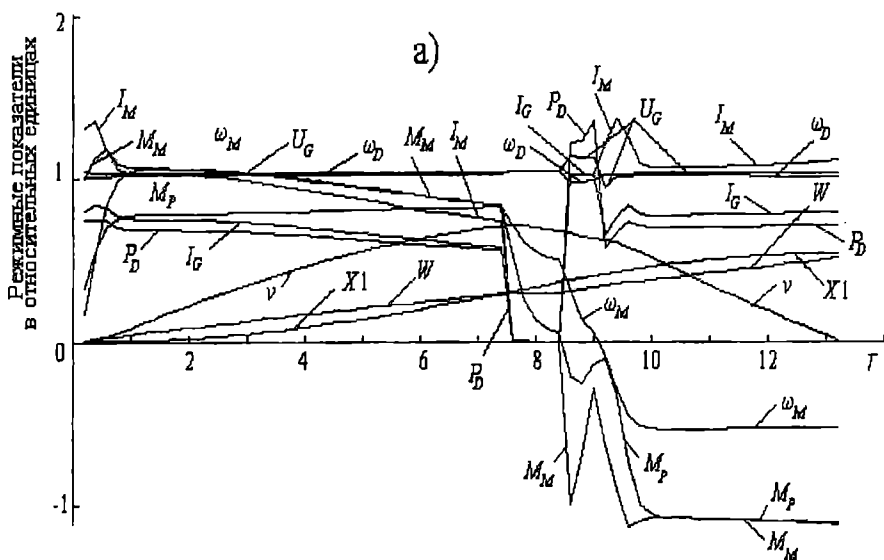


Рис. 1 а. Текущие значения режимных показателей электрохода «Капитан Измайлов» и его реального варианта

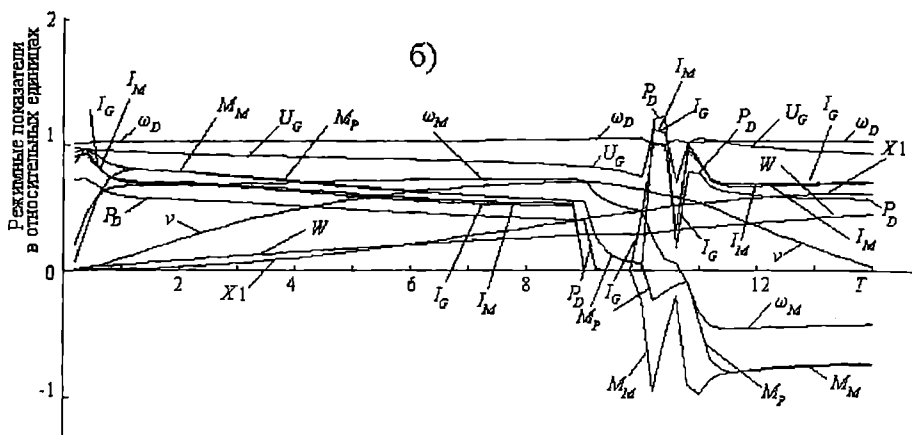


Рис. 1 б. Текущие значения режимных показателей электрохода «Капитан Измайлов» и его оптимизированного варианта

На рис. 1 представлены текущие значения основных режимных показателей для реального (рис 1 а) и оптимизированного (рис. 1 б) вариантов судна. При сравнении рисунков видно, что у комплекса с оптимально спроектированной энергетической установкой переходные процессы протекают «мягче», а показатели качества выполнения маневров существенно выше.

### Выводы

Многокритериальная оптимизация в проектах судовых энергетических установок, выполненная и использованием принципов системного подхода позволяет существенно повысить эффективность работы электроходов в целом. Правильная расстановка приоритетов показателей качества дает возможность обеспечить при этом удовлетворительное качество протекания переходных процессов в энергетической установке самого судна.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Батищев Д.И. Методы оптимального проектирования: Учебное пособие для вузов. – М.: Радио и связь, 1984. – 248 с.
2. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – М.: Мир, 1975. – 534 с.
3. Яровенко В.А. Расчет и оптимизация переходных режимов пропульсивных комплексов электроходов. – Одесса: Маяк, 1999. – 188 с.

Надійшла 26.02.07

## УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ В ПРОЕКТАХ СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НА ОСНОВЕ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА

*Судовая энергетическая установка (СЭУ) рассматривается как подсистема единого судового пропульсивного комплекса. Управление качеством в проектах СЭУ предлагается осуществлять по критериям судна, как старшей системы. Проиллюстрирована эффективность предложенного подхода.*

**Ключевые слова:** управление качеством проекта, системный подход, гребная энергетическая установка, судовой пропульсивный комплекс.

Системный подход к вопросам проектирования сложных иерархических систем, каковыми являются судовые пропульсивные комплексы, предполагает такое построение младшей системы, которое в первую очередь будет в наибольшей степени отвечать требованиям старшей системы, для обеспечения функционирования которой она предназначена. В соответствии с этим, сравнительные оценки качества проектирования судовых энергетических установок должны проводиться, прежде всего, по критериям судна как старшей системы. Управление качеством в процессе проектирования СЭУ и является целью данной работы.

Энергетическая установка современного электрохода представляет сложную электромеханическую систему, в состав которой входит большое число энергетических агрегатов с принципиально отличающимися протекающими в них физическими процессами. Эта система, в свою очередь, входит совместно с гребными винтами и корпусом электрохода в единый судовой пропульсивный комплекс.

Большое разнообразие возможных вариантов компоновки судовой электроэнергетической установки (СЭУ) вызывает серьезные трудности в выборе рационального ее состава, в определении оптимальных параметров составных агрегатов, назначении режимов управления СЭУ.

Оптимальное проектирование судовых электроэнергетических установок предполагает решение двух основных групп задач, объединяющих вопросы:

- «конструктивного» проектирования энергетических установок как составных элементов пропульсивных комплексов электроходов;
- оптимального управления энергетическими установками.



Важнейшими показателями качества проектирования СЭЭУ, являются маневренные свойства электроходов. В настоящей работе рассмотрены некоторые аспекты, управления качеством проектирования, способствующие разработке оптимальных электроэнергетических установок с точки зрения обеспечения ими высоких маневренных свойств электроходов. В сочетании с другими критериями оценки это способствует созданию надежных, высокоманевренных, экономичных судов с электродвижением.

В соответствии с системным подходом, оптимизация проводится сначала по показателям старшей группы, а затем, придерживаясь принципов «неухудшения» с учетом заданного допуска показателей старшей группы, по показателям младшей группы. К критериям старшей группы целесообразно отнести: продолжительность маневра –  $T_{\min}$ , затраты топлива на его выполнение –  $G_{\min}$ , выбег судна –  $XI_{\min}$ . К показателям младшей группы можно отнести: продолжительность переходных процессов в СЭУ –  $T_{\text{СЭУ реверс}}$ , броски мощности первичных двигателей –  $P_{\text{Дмакс}}$ , отклонение скорости вращения первичных двигателей от установившегося режима –  $\Delta\omega_{\text{Д}}$ , электромагнитные потери в гребных электродвигателях (ГЭД) –  $A_{\min}$ , продолжительность реверса гребных винтов –  $T_{\text{ГЭД реверс}}$ .

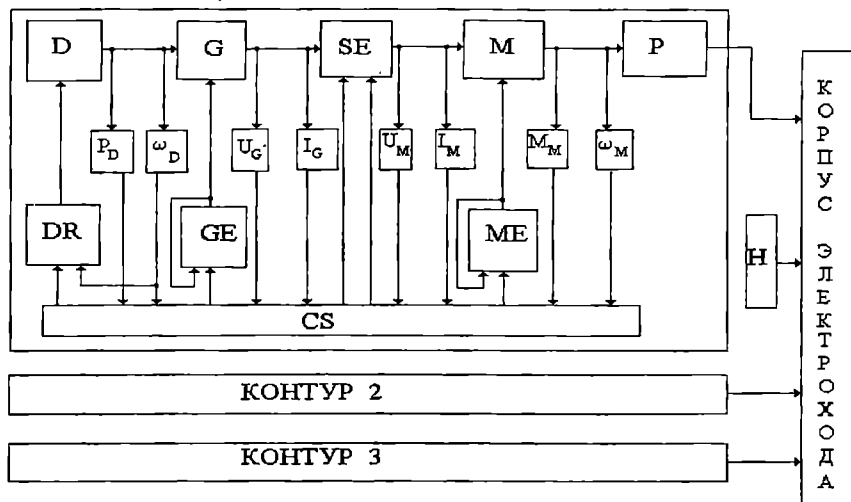
Структурная схема пропульсивного комплекса электрохода представлена на рис. 1. В состав каждого энергетического контура комплекса схемы входят: первичные двигатели –  $D$ , генераторы электрического тока –  $G$ , преобразователи электроэнергии –  $SE$ , гребные электродвигатели –  $M$ , регуляторы –  $DR$ ,  $GE$ ,  $ME$  и гребные винты –  $P$ . Кроме того, пропульсивный комплекс электрохода включает в себя руль –  $H$  и корпус судна. На базе структурной схемы разработана математическая модель переходных режимов работы [1]. С помощью этой модели и разработанного на ее основе метода расчета можно отыскивать текущие значения режимных показателей комплекса по ходу выполнения маневров.

Помимо расчета текущих значений режимных показателей, метод позволяет оценивать основные показатели качества выполнения маневров. Такими показателями в частности и являются перечисленные выше показатели старшей и младшей групп. И именно показатели старшей группы характеризуют показатели безопасности выполнения маневров и экономичность выполнения маневренных операций.

Основой для решения рассматриваемых оптимизационных задач служит разработанный в [1] математический аппарат. Рассмотрим его применение на примере перспективных электроходов с частотно-регулируемыми гребными электродвигателями.

Любая практическая оптимизационная задача, как правило, требует индивидуального подхода и своих неформальных методов решения. В полной мере это относится к проектированию таких сложных электро-

механических систем, к каковым относятся пропульсивные комплексы электроходов. Формальные классические методы решения здесь, как показали проведенные исследования, или не «работают», или приводят к затяжным вычислительным процедурам. Требуются оригинальные методы оптимизации, приводящие к успеху в кратчайшее время.



*Рис. 1. Структурная схема пропульсивного комплекса электрохода*

В работе [2] разработан специальный метод оптимизации применительно к рассматриваемому классу задач. Информационная блок-схема оптимизационных расчетов приведена на рис. 2. По своей постановке эти задачи относятся к области нелинейного программирования и заключаются в отыскании экстремумов мультимодальных целевых функции  $f(x)$  при заданных ограничениях  $g_j(x)$  в виде неравенств

$$\left. \begin{aligned} f(x), \quad x \in E^n; \\ g(x) \geq 0, \quad j = 1, \dots, p, \end{aligned} \right\}$$

где  $E^n$  – допустимая область  $n$ - мерного пространства.

Оптимальным решением будет являться пара  $x^*$  и  $f(x^*)$ , состоящая из оптимальной точки  $x^* = [x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*]$  и соответствующего ей значения целевой функции  $f(x^*)$

$$\left. \begin{aligned} x^* = [x_1^*, x_2^*, \dots, x_n^*]; \\ f_* = f(x^*). \end{aligned} \right\}$$

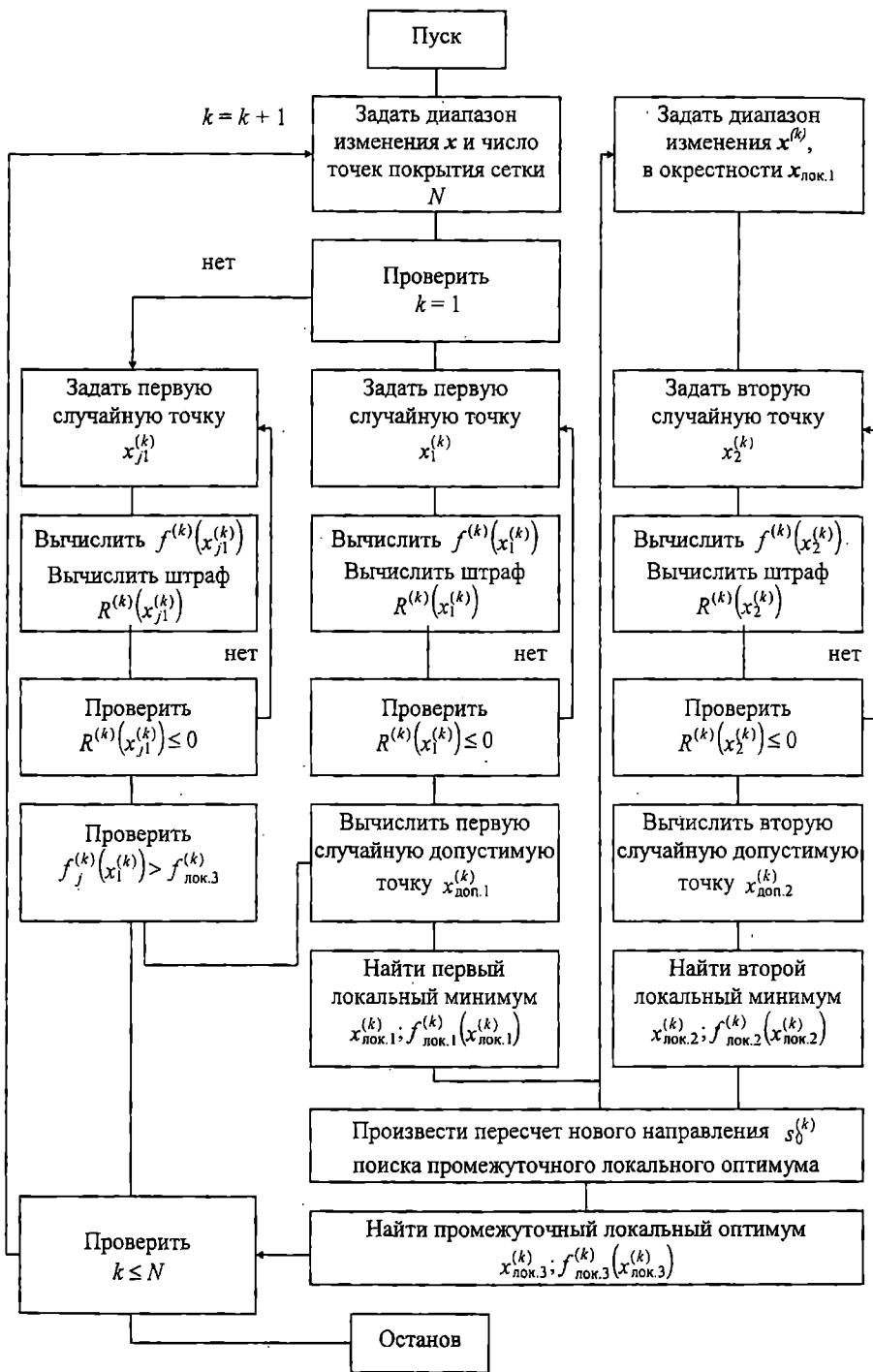


Рис. 2. Информационная блок-схема оптимизационных расчетов

Основополагающее влияние на разработку метода оптимизации оказывает характер целевых функций. Как показали многочисленные расчеты, рассматриваемые целевые функции  $f(x)$  являются многоэкстремальными с неизвестным количеством локальных оптимумов. Поэтому алгоритмы поиска оптимальных решений строились по принципам глобальной оптимизации. В основу разработанных алгоритмов глобальной оптимизации положен метод глобального случайного поиска – случайный мултистарт. В чистом виде случайный мултистарт неэффективен, поскольку при его использовании большое количество ненужной вычислительной работы затрачивается на повторные спуски к точкам локальных минимумов. Для предотвращения таких спусков в алгоритм глобальной оптимизации была введена комбинация одного из пассивных методов покрытий – метода случайной сетки – с модифицированным методом туннельного алгоритма.

На выбор методов поиска локальных оптимумов (внутренних процедур глобальной оптимизации) оказывает влияние явно выраженный «овражный» характер целевых функций. Исходя из этого, алгоритм поиска промежуточных локальных оптимумов создавался на базе комбинации методов локальных спусков и способов овражного поиска.

Выбор методов поиска локальных оптимумов осуществлялся из следующих соображений. Значения целевых функций отыскиваются в результате расчета маневров, описываемых сложной системой алгебраических и дифференциальных уравнений с многочисленными ограничениями, обеспечивающими нормальное функционирование системы. Получение производных целевой функции нереально. Поэтому, в качестве алгоритмов поиска локальных оптимумов выбирались методы, не использующие производных. Эффективными для решения рассматриваемого класса задач оказались методы Пауэлла и Нелдера-Мида.

Используемые методы объединялись с методами штрафных функций, что позволило свести задачу нелинейного программирования с ограничениями к эквивалентной последовательности задач без ограничений.

При решении задач первого класса – при параметрической оптимизации пропульсивного комплекса электрохода – возникают дополнительные трудности, связанные с многомерностью области оптимизируемого пространства  $E^n$ . Число параметров  $n$ , влияющих согласно математическому описанию на показатели качества маневрирования, исчисляется сотнями. Сократить их количество до нескольких десятков удастся за счет перевода уравнений математической модели к системе безразмерных единиц и выделения обобщенных безразмерных параметров (критериев подобия) пропульсивного комплекса. Однако и после этой процедуры, число параметров остается слишком большим. В то же время известно, что на показатели качества маневрирования объектов, рассматриваемого класса, значимое влияние могут оказывать только огра-

ниченное число параметров – не более 8-10. Таким образом, возникает задача выявить из множества параметров  $q_i$ ,  $i = 1, \dots, n$  подмножество параметров  $p$  ( $p < n$ ), отклонение которых от расчетных значений  $\Delta q_i$  определяет основную часть приращения показателя  $J(\Delta q_i) \approx J(\Delta q_i)$ . Именно эти параметры подлежат оптимизации. Разброс остальных  $s = n - p$  параметров не оказывает существенного влияния на исследуемый показатель качества и их значения целесообразно принять неварьируемыми.

Решение этой задачи проводится методами отсеивающих экспериментов. При числе факторов, исчисляемом несколькими десятками, удобно воспользоваться методом случайного баланса. Он позволяет по каждому показателю качества выполнения маневра выявить значимые параметры и эффекты взаимодействий параметров. Такие исследования применительно к основным маневрам электроходов – разгону, торможению, реверсу, выходу на циркуляцию представлены в работе [2]. Показано, что для каждого показателя качества имеется своя совокупность значимых параметров. Комплексный анализ степени их влияния позволяет выявить те, вклады которых в исследуемые показатели качества наиболее существенны. Эти параметры приведены в табл. 1.

Таблица 1

*Вклады значимых параметров в показатели качества маневрирования*

Показатели качества	Параметры (факторы)							
	Параметр	$N_X$	$C_{M16}$	$C_{M20}$	$C_{M18}$	$C_{M23}$	$C_{G7}$	$C_{M17}$
$T_{min}$	Параметр	$N_X$	$C_{M16}$	$C_{M20}$	$C_{M18}$	$C_{M23}$	$C_{G7}$	$C_{M17}$
	Вклад в %	38,4	28,7	12,9	5,9	3,3	2,5	4,9
$G_{min}$	Параметр	$N_X$	$C_{M23}$	$C_{M17}$	$C_{M20}$	$C_{M16}$	$C_{M21}$	$C_{M18}$
	Вклад в %	26,6	20,8	16,5	11,3	10,7	1,7	6,3
$X1_{min}$	Параметр	$C_{M16}$	$C_{M23}$	$N_X$	$N_M$	-	$C_{M20}$	-
	Вклад в %	26,3	19,3	29	3,5	-	21,5	-
$\Delta\omega_D$	Параметр	$N_D$	$c_{DP}$	$C_{G7}$	$C_{G8}$	$C_{M16}$	$C_{G10}$	-
	Вклад в %	26	25,4	14	13,3	13,8	6,3	-
$P_{Dmax}$	Параметр	$C_{M16}$	$C_{G7}$	$C_{M23}$	$C_{M17}$	$C_{M20}$	-	-
	Вклад в %	27,6	20,5	17,8	15,3	13,6	-	-
$T_{ГЭДрев}$	Параметр	$C_{M16}$	$C_{G7}$	$C_{M20}$	$N_X$	$C_{G8}$	$C_{M38}$	-
	Вклад в %	22,5	29,8	17,5	14,7	10,6	9,8	-
$T_{СЭУрев}$	Параметр	$k2$	$C_{M16}$	$N_X$	$N_D$	$C_{G7}$	$C_{M17}$	$C_{M20}$
	Вклад в %	34,4	18,7	13,4	9,3	7,4	7,4	7,4

Способ вычисления этих параметров приведен в работе [2].

При оптимизации по показателям качества старшей группы критериями оптимальности выбраны, продолжительность маневра  $T_{\min}$  и затраты топлива на его выполнение  $G_{\min}$ .

Уточнить значения оптимизированных параметров можно по показателям младшей группы. Такая оптимизация, осуществленная с учетом «неухудшения» с заданным допуском показателей старшей группы дает возможность, с одной стороны – улучшить показатели функционирования энергетической установки, с другой – не ухудшить существенно показатели качества старшей группы.

Окончательные значения оптимальных параметров пропульсивных комплексов, полученные в результате поэтапной параметрической оптимизации сначала по критериям старшей, а затем по критериям младшей группы (с учетом степени значимости показателей качества) приведены в табл. 2.

*Таблица 2*

*Оптимальные параметры пропульсивных комплексов электроходов*

Параметры комплекса	Диапазоны изменения	Оптимизация параметров по критериям				Оптимальные параметры
		$J_{TG}$	$J_{\omega}$	$J_P$	$J_{\omega PT}$	
$N_X$	0,06-0,20	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$C_{M23}$	0,8-1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
$C_{M16}$	4-14	7-9	7,98	7,98	8,1	8,1
$C_{M20}$	0,6-0,9	0,6-0,9	0,6-0,9	0,9	0,894	0,9
$C_{M18}$	1-9	5	5	5	5,85	5
$C_{M17}$	0,2-0,8	0,2-0,8	0,2-0,8	0,2	0,785	0,5
$C_{G7}$	1,5-1,9	1,55-1,81	1,75	1,75	1,81	1,81
$C_{G8}$	0,86-1,35	0,86-1,35	1,07	1,07	1,338	1,1
$N_D$	1-6	1-6	3,45	3,45	4	3,5
$c_{DR}$	1,035-1,065	1,035-1,065	1,04	1,04	1,039	1,04
$C_{M22}$	1,05-1,21	1,1	1,1	1	1,1	1,1

Проиллюстрируем процедуру параметрической оптимизации на примере проекта конкретного электрохода. В качестве прототипа выбран электроход «Капитан Измайлов». Вместо фирменной гребной энергетической установки (ГЭУ) применена ГЭУ с частотно-регулируемыми гребными электродвигателями. Численные значения обобщенных безразмерных параметров пропульсивного комплекса прототипа («Капитан Измайлов») и оптимальные значения параметров проекта комплекса с модернизированной ГЭУ приведены в соответствующих графах табл. 3.

Таблица 3

*Оптимизируемые параметры проекта пропульсивного комплекса электрохода*

Параметр	Значения параметров	
	Прототип («К. Измайлов»)	Оптимальн. значения
$N_D$	1,937	3,5
$c_{DR}$	1,04	1,04
$C_{G7}$	1,45	1,81
$C_{G8}$	0,608	1,1
$N_x$	0,132	0,2
$C_{M16}$	14,127	8,1
$C_{M17}$	1,016	0,5
$C_{M18}$	40,21	5
$C_{M20}$	0,895	0,9
$C_{M22}$	1,12	1,1
$C_{M23}$	0,233	1,6
$C_{M24}$	12	5,55

Значения перечисленных выше основных показателей качества вычисленных для прототипа электрохода и его оптимизированного варианта представлены в табл. 4. Здесь же даны результаты оценок эффективности оптимизации.

Таблица 4

*Показатели качества маневрирования*

Показатели качества	G	T	$\Delta\omega_D$	$P_{D\max}$	$T_{рев.ГЭД}$
Прототип ("К. Измайлов")	25,35	13,2	0,0700	1,355	1,60
Оптимизированный комплекс	22,12	14	0,0466	1,217	1,65
Эффективность оптимизации	12,7 %	-6,0 %	33,4 %	10,2 %	-3,1 %

Как видно из таблицы, три показателя качества улучшились, а два – T и  $T_{рев.ГЭД}$  – ухудшились. Это полностью соответствует поставленной цели. Эффективность работы пропульсивного комплекса электрохода в результате оптимизации существенно повысилась.

### Выводы

Как показали результаты исследований, системный подход при управлении качеством проектирования гребных энергетических установок электроходов открывает широкие возможности повышения эффектив-

ности работы пропульсивных комплексов на маневрах. Разработанные математический аппарат исследований, методы оптимизации, полученные результаты способствуют созданию надежных и экономичных судов с электродвижением.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Яровенко В.А. Математическая модель переходных режимов работы силовых установок электроходов // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ. – 1999. – № 4 (364). – С. 44-54.
2. Яровенко В.А. Расчет и оптимизация переходных режимов пропульсивных комплексов электроходов. – Одесса: Маяк, 1999. – 188 с.

Надійшла 28.03.07



## **ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА АГРЕГАТОВ ЦЕНТРАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

*На основе исследования статических свойств агрегатов центральной системы кондиционирования воздуха (СКВ) разработаны математические модели динамики ее аппаратов. Полученные результаты позволяют обоснованно подходить к проектированию и эксплуатации средств автоматизации СКВ.*

**Ключевые слова:** кондиционирование, статика, динамическая модель, передаточные функции, переходные характеристики.

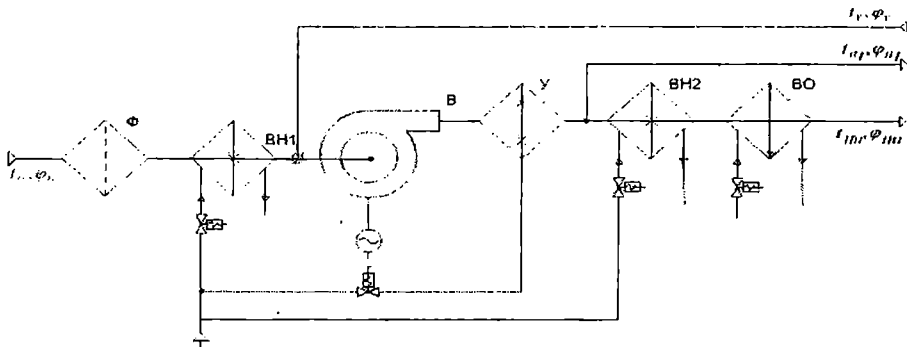
Системы кондиционирования воздуха занимают все больший процент в общем объеме капитального строительства. Растет доля эксплуатационных расходов на СКВ [1]. В этих условиях создание экономичных и надежных систем кондиционирования – актуальная задача, решение которой зависит от правильного расчета системы автоматического управления (САУ). Исследования и практика работы САУ центральных кондиционеров, построенных на устройствах, не учитывающих особенностей кондиционеров как объектов регулирования показывают, что они неработоспособны в диапазоне нагрузок 0-30% из-за нарушения устойчивости или ухудшения точности регулирования [2]. Разработка САУ СКВ, в свою очередь, невозможна без достоверных знаний статических и динамических характеристик ее технологического оборудования, формализованного представления технологических процессов в виде математических моделей.

Схема центральной СКВ сложна (рис. 1). Существенное значение при рассмотрении системы имеет тот факт, что при полном кондиционировании воздуха одновременно должны регулироваться температура и относительная влажность, причем регулируемые контуры связаны один с другим через объект регулирования. Если известны динамические свойства отдельных элементов, то можно определить динамические характеристики всей СКВ, а также параметры ее системы регулирования [2;3].

Динамические характеристики теплообменных аппаратов, образующих СКВ, еще не разработаны в том виде, который позволил бы универсально использовать результаты их исследований. Поэтому в целях изучения динамических свойств агрегатов центральной СКВ рассмотрим ее элементы, как объекты автоматизации.

Смесительная камера – звено СКВ, выполняющее функции соединения потоков наружного и регулируемого воздуха. Специфика смесительной камеры заключается в том, что в нее не подводится внеш-

ная энергия или вещество, но изменяются соотношения наружного и рециркуляционного воздуха и их термодинамические параметры.



**Рис. 1. Структурная схема центральной СКВ:**

*Ф – фильтр; ВН1 и ВН2 – воздухонагреватели первой и второй ступеней; В – вентилятор; У – увлажнитель; ВО – воздухоохладитель*

На смешительную камеру воздействуют возмущения как со стороны наружного воздуха при изменениях температуры  $\Delta t_1$  и относительной влажности  $\Delta \varphi_1$ , так и рециркуляционного воздуха при изменениях температуры  $\Delta t_2$  и относительной влажности  $\Delta \varphi_2$ . Определим соответствующие передаточные функции, характеризующие динамические характеристики камеры смешения. Для этого используем систему уравнений теплового и материального балансов, описывающих процессы смешения в статике

$$t_c \cdot (G_n + G_y) = t_1 \cdot G_n + t_2 \cdot G_y;$$

$$k_c \cdot \varphi_c \cdot (G_n + G_y) = k_1 \cdot \varphi_1 \cdot G_n + k_2 \cdot \varphi_2 \cdot G_y, \quad (1)$$

где  $k_i = (0.622 \cdot p'') / (p - \varphi_i \cdot p'')$ ;

$p$  – давление смеси (влажного газа);

$p''$  – парциальное давление водяного пара в насыщенном влажном воздухе.

Используя преобразования Лапласа, систему уравнений (1), отражающую динамические свойства камеры смешения, можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \Delta t_c(P) &= W_{c.1}(P) \cdot \Delta t_1(P) + W_{c.2}(P) \cdot \Delta t_2(P); \\ \Delta \varphi_c(P) &= W_{c.4}(P) \cdot \Delta \varphi_1(P) + W_{c.5}(P) \cdot \Delta \varphi_2(P) - W_{c.3}(P) \cdot \Delta t_c(P), \end{aligned} \quad (2)$$

где  $w_{c.1}(p)$ ,  $w_{c.2}(p)$ ,  $w_{c.4}(p)$ ,  $w_{c.5}(p)$  – передаточные функции;

$w_{c.3}(p)$  – передаточная функция, учитывающая связность параметров воздуха.

Передаточные функции, входящие в систему уравнений (2), определяются по формулам

$$W_{c.1}(P) = k_{G.H} \cdot \frac{G_{H.\max}}{G_H + G_Y}; \quad W_{c.2}(P) = k_{G.Y} \cdot \frac{G_{Y.\max}}{G_H + G_Y};$$

$$W_{c.4}(P) = k_{G.H} \cdot \frac{k_1}{k_c} \cdot \frac{G_{H.\max}}{G_H + G_Y}; \quad W_{c.5}(P) = k_{G.H} \cdot \frac{k_2}{k_c} \cdot \frac{G_{H.\max}}{G_H + G_Y};$$

$$W_{c.3}(P) = \ln 10 \cdot (3.1423 \cdot \frac{10^3}{t_c^2} - \frac{8.2}{t_c \cdot \ln 10} + 0.00248),$$

где  $k_{G.H} = \Delta G_H / \Delta \alpha_H$ ;  $k_{G.Y} = \Delta G_Y / \Delta \alpha_Y$ ;  $k_1 = 0,622 p''_1 / (p - \varphi_1 p''_1)$ ;  $k_2 = 0,622 p''_2 / (p - \varphi_2 p''_2)$ ;  $k_c = 0,622 p''_c / (p - \varphi_c p''_c)$ ;

$\Delta \alpha_H$ ,  $\Delta \alpha_Y$  – изменения углов поворотов створок воздушных клапанов в каналах наружного и рециркуляционного воздуха.

На рис. 2 представлена структурная схема объекта, соответствующая модели (2). Модель камеры смешения в стационарных состояниях определяется из системы уравнений (2), приравниваем оператора  $P$  к нулю.

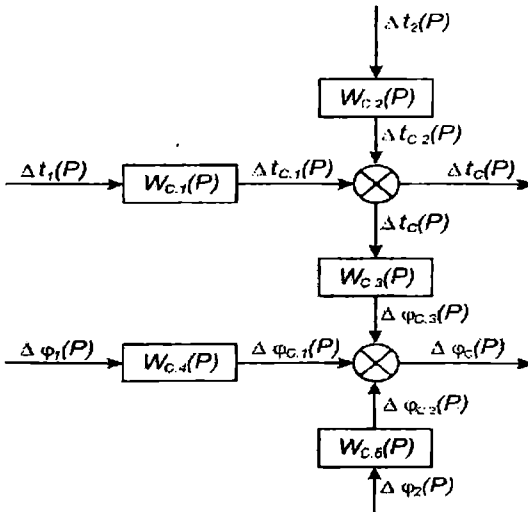


Рис. 2. Структурная схема камеры смешения как объекта автоматизации

Одним из основных аппаратов, применяемых в центральных СКВ, являются воздухонагреватели. Их характеристики определяют процессы тепловой обработки воздуха в кондиционере, влияют на выбор управляющих воздействий, а также на качество переходных процессов в САУ.

На рис. 3а приведена функциональная схема парового воздухонагревателя и указаны параметры, которые имеют существенное значение для рассматриваемой системы.

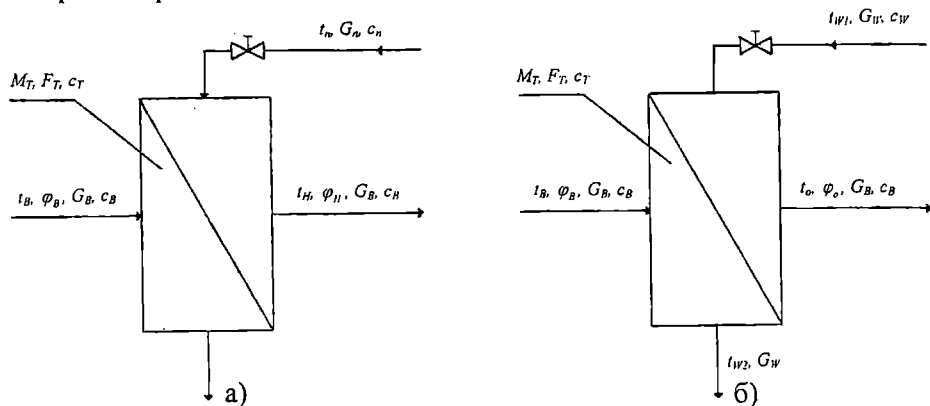


Рис. 3. Функциональные схемы:

а) - парового воздухонагревателя; б) - воздухоохладителя

Рассмотрим схему парового воздухонагревателя в сосредоточенных параметрах, то есть относительно средних по тепловому балансу температур и относительной влажности воздуха на входе и выходе аппарата. В воздухонагревателях возмущающими воздействиями являются температура и относительная влажность воздуха на входе. Управляющими воздействиями могут быть расход пара или температура пара на входе, расход воздуха.

Расчетные уравнения для получения и анализа характеристик рассматриваемого типового агрегата СКВ в режиме нагрева можно получить из системы уравнений теплового баланса и теплопередачи. Например, если теплоносителем является пар, они имеют следующий вид:

$$G_B \cdot c_B (t_H - t_B) = \frac{G_{\Pi} \cdot r_{\Pi}}{k_3}; \tag{3}$$

$$G_B \cdot c_B \cdot (t_H - t_B) = k \cdot F_T \cdot \left( \frac{t_H - t_B}{2} - t_{\Pi} \right),$$

где  $t_H, t_B$  — начальная и конечная температура воздуха;

$t_{\Pi}$  — температура пара;

$G_B$  и  $G_{\Pi}$  — расход воздуха и пара;

$F_T$  — площадь теплообменной поверхности;

$c_B$  – удельная теплоемкость воздуха;  
 $r_{II}$  – теплота парообразования;  
 $k_3$  – коэффициент запаса, учитывающий конденсацию пара;  
 $k$  – коэффициент теплопередачи парового воздухонагревателя.

Система уравнений (3) может быть использована для определения статических характеристик воздухонагревателя как объекта регулирования. Использование уравнения статистики (3), а также преобразование его по Лапласу позволяют перейти к описанию динамических свойств парового воздухонагревателя при ступенчатых изменениях температуры воздуха до теплообменного аппарата ( $\Delta t_B$ ), расхода воздуха ( $\Delta G_B$ ), пара ( $\Delta G_{II}$ ) и его температуры ( $\Delta t_{II}$ ). Полученная математическая модель динамики парового воздухонагревателя имеет вид:

$$\frac{\alpha_H \cdot F_T \cdot M_T}{G_B} \cdot \frac{\Delta t_H}{\Delta \tau} = r_{II} \cdot \Delta G_{II} - k \cdot F_T \cdot \left( \frac{\Delta t_H - \Delta t_B}{2} - \Delta t_{II} \right); \quad (4)$$

$$\frac{\alpha_H \cdot F_T \cdot M_T}{G_B} \cdot \frac{\Delta t_H}{\Delta \tau} = k_{H,2} \cdot \left( T_2 \cdot \frac{\Delta G_B}{\Delta \tau} + \Delta G_B \right) - \Delta t_H,$$

где  $M_T$  – масса теплообменного аппарата;  
 $\tau$  – время.

При  $\tau \rightarrow 0$  модель динамики теплообменного аппарата можно записать в виде следующей системы уравнений:

$$\frac{\alpha_H \cdot F_T \cdot M_T}{G_B} \cdot \frac{dt_H}{d\tau} = r_{II} \cdot \Delta G_{II} - k \cdot F_T \cdot \left( \frac{\Delta t_H - \Delta t_B}{2} - \Delta t_{II} \right); \quad (5)$$

$$\frac{\alpha_H \cdot F_T \cdot M_T}{G_B} \cdot \frac{dt_H}{d\tau} = k_{H,2} \cdot \left( T_2 \cdot \frac{\Delta G_B}{\Delta \tau} + \Delta G_B \right) - \Delta t_H$$

Применяя к уравнениям (5) преобразование Лапласа, при  $\Delta t_B(0)$  получаем систему уравнений

$$T_1 \cdot p \cdot \Delta t_H(p) + \Delta t_H(p) = \frac{2 \cdot r_{II}}{k \cdot F_T} \cdot \Delta G_{II}(p) + \Delta t_B(p) + 2 \cdot \Delta t_{II}(p); \quad (6)$$

$$T_1 \cdot p \cdot \Delta t_H(p) + \Delta t_H(p) = k_{H,2} [T_2 \cdot p \cdot \Delta G_B(p) + \Delta G_B(p)].$$

После соответствующих преобразований системы уравнений (6) модель динамики парового воздухонагревателя имеет вид:

$$\Delta t_H(p) = W_{H.1}(p) \cdot \Delta t_B(p) - W_{H.2}(p) \cdot \Delta G_B(p) + \\ + W_{H.3}(p) \cdot \Delta t_{II}(p) + W_{H.4}(p) \cdot \Delta G_{II}(p), \quad (7)$$

где  $W_{H.1}(p)$ ,  $W_{H.2}(p)$ ,  $W_{H.3}(p)$ ,  $W_{H.4}(p)$  – передаточные функции по каналам передачи возмущающих и управляющих воздействий

$$W_{H.1}(p) = \frac{k_{H.1}}{T_1 \cdot p + 1}; W_{H.2} = \frac{k_{H.2}}{(T_1 \cdot p + 1)};$$

$$W_{H.3} = \frac{k_{H.3}}{T_1 \cdot p + 1}; W_{H.4}(p) = \frac{k_{H.4}}{T_1 \cdot p + 1},$$

где  $T_1 = \frac{2 \cdot \alpha_H \cdot M_T}{k \cdot G_{II}}$

Коэффициенты передачи определяются по следующим формулам:

$$k_{H.1} = 1; k_{H.2} = \frac{2 \cdot (t_{II} - t_B)}{G_B} \cdot \frac{(1-m) \cdot \frac{2 \cdot G_B \cdot c_B}{k \cdot F_T} + \frac{G_B \cdot c_B}{G_{II} \cdot c_{II}}}{\left( \frac{2 \cdot G_B \cdot c_B}{k \cdot F_T} + \frac{G_B \cdot c_B}{G_{II} \cdot c_{II}} + 1 \right)^2};$$

$$k_{H.3} = 2; k_{H.4} = \frac{2 \cdot r_{II}}{k \cdot F_T},$$

где  $M_{II}$  – масса пара, проходящего через воздухонагреватель;  
 $c_T, c_{II}$  – теплоемкость воздухонагревателя и пара;  
 $m$  – показатель степени критериального уравнения теплообмена.

Передаточные функции в уравнении (7) характерны для инерционного звена, однако подобная система может рассматриваться как состоящая из звеньев бесконечно высокого порядка (континуумы). Истинное поведение системы характеризует промежуточное состояние между инерционной системой и континуумом. При таком подходе к паровому воздухонагревателю как объекту регулирования более

соответствующим представляется следующий вид передаточных функций, входящих в уравнение модели (7)

$$W'_{H.1}(p) = \frac{k_{H.1}}{T'_1 \cdot p + 1} \cdot e^{-T_0 \cdot p}; W'_{H.2}(p) = \frac{k_{H.2}}{(T'_1 \cdot p + 1)} \cdot e^{-T_0 \cdot p};$$

$$W'_{H.3}(p) = \frac{k_{H.3}}{T'_1 \cdot p + 1} \cdot e^{-T_0 \cdot p}; W'_{H.4}(p) = \frac{k_{H.4}}{T'_1 \cdot p + 1} \cdot e^{-T_0 \cdot p},$$

где  $T'_1$  – постоянная времени ( $T'_1 = 0,5 \cdot T_1$ );

$T_0$  – время запаздывания воздухонагревателя как объекта регулирования ( $T_0 = 0,01 \cdot T_1$ )

При нагреве воздуха в воздухонагревателе помимо температуры изменяется также относительная влажность воздуха на выходе теплообменного аппарата.

Уравнение динамики, устанавливающего связь изменения относительной влажности воздуха на выходе воздухонагревателя  $\Delta\varphi_H$  от изменений  $\Delta\varphi_B$ ,  $\Delta G_B$ ,  $\Delta t_{II}$  и  $\Delta G_{II}$  имеет следующий вид:

$$\Delta\varphi_H = W_{H.5}(p) \cdot \varphi_B(p) + W_{H.6}(p) \cdot G_B(p) - W_{H.7}(p) \cdot \Delta t_{II}(p) - W_{H.8}(p) \cdot \Delta G_{II}(p) - W_{H.9}(p) \cdot \Delta t_H(p), \quad (8)$$

где  $W_{H.5}(p) \dots W_{H.8}(p)$  – передаточные функции по каналам передачи возмущающих и управляющих воздействий;

$W_{H.9}(p)$  – передаточная функция учитывающая связность параметров.

Передаточные функции, входящие в уравнение (8), а также коэффициент, устанавливающий связь относительной влажности воздуха от его температуры определяются с учетом передаточных функций, по формулам

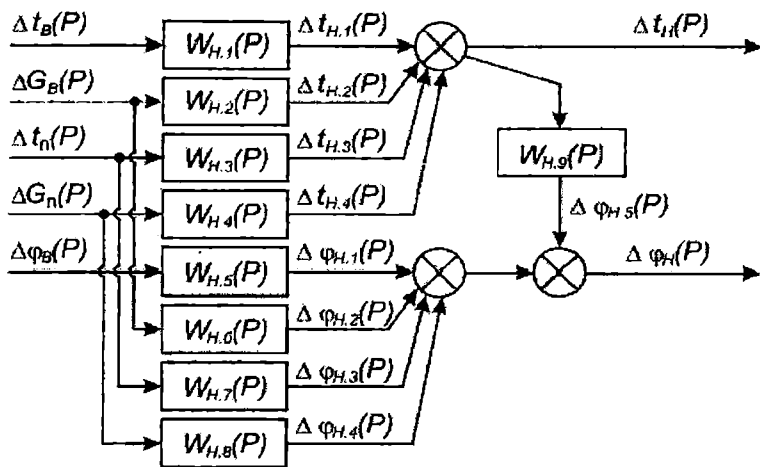
$$W_{H.5}(p) = \frac{k_{I\varphi}}{T'_1 \cdot p + 1} \cdot e^{-T_0 \cdot p}; W_{H.6}(p) = \frac{k_{H.2} \cdot k_{I\varphi}}{T'_1 \cdot p + 1} \cdot e^{-T_0 \cdot p};$$

$$W_{H.7}(p) = \frac{k_{H.3} \cdot k_{I\varphi}}{T'_1 \cdot p + 1} \cdot e^{-T_0 \cdot p}; W_{H.8}(p) = \frac{k_{H.4} \cdot k_{I\varphi}}{T'_1 \cdot p + 1} \cdot e^{-T_0 \cdot p},$$

$$W_{H.9}(p) = k_{I\varphi},$$

где  $k_{I\varphi} = \ln 10 \left( \frac{3,142305 \cdot 10^3}{T^2} - \frac{8,2}{T \cdot \ln 10} + 0,0024804 \right)$

На рис. 4 представлена структурная схема парового воздухо-нагревателя центральной СКВ как объекта автоматизации. Динамика парового воздухонагревателя описывается системой уравнений, операторная форма записи которых имеет вид (7) и (8). Модель парового воздухо-нагревателя в стационарных состояниях определяется из системы уравнений (7) и (8), приравниванием оператора  $P$  нулю.



*Рис. 4. Структурная схема парового воздухонагревателя как объекта автоматизации*

При проведении расчетов параметров передаточных функций использовались параметры реального воздухонагревателя, аналогом которого является ВНПС-63, а также данные из технических каталогов оборудования кондиционеров АОТ «Экватор» и справочных данных.

Поверхностные воздухоохладители также как и воздухонагреватели это основные теплообменные аппараты, применяемые в СКВ.

При проведении аналитических исследований динамических свойств воздухоохладителя учитываем, что он с промежуточным хладоносителем.

Рассмотрим схему рассольного воздухоохладителя в сосредоточенных параметрах, то есть относительно средних по тепловому балансу температур и относительной влажности воздуха на входе и выходе аппарата. В воздухоохладителе возмущающими воздействиями является температура и относительная влажность воздуха на входе. Управляющими воздействиями могут быть расход рассола или его температура, расход воздуха. Функциональная схема воздухоохладителя приведена на рис. 3 б.

Используя известную систему уравнений теплового, материального баланса и теплопередачи, описывающих статику воздухоохладителя,



определим на их основе соответствующие передаточные функции, характеризующие динамические характеристики теплообменного аппарата. При хладоносителе рассоле исходными уравнениями статики объекта являются уравнения теплового баланса при противоточном движении рабочих сред:

$$G_B \cdot c_B (t_B - t_0) = G_W \cdot c_W (t_{W2} - t_{W1});$$

$$G_W \cdot c_W (t_{W2} - t_{W1}) = k_0 \cdot F_T \cdot \left( \frac{t_B - t_0}{2} - \frac{t_{W1} + t_{W2}}{2} \right), \quad (9)$$

где  $t_B, t_0$  – температуры воздуха до и после воздухоохладителя;  
 $t_{W1}, t_{W2}$  – начальная и конечная температура рассола (воды);  
 $G_W$  – расход рассола;  
 $c_W$  – удельная теплоемкость рассола;  
 $k_0$  – коэффициент теплопередачи при сухом охлаждении воздуха.

Использование уравнения статистики (9), а также преобразование его по Лапласу позволяют перейти к описанию динамических свойств воздухоохладителя при ступенчатых изменениях температуры воздуха до теплообменного аппарата ( $\Delta t_B$ ), расхода воздуха ( $\Delta G_B$ ), рассола ( $\Delta G_W$ ) и его температуры ( $\Delta t_w$ ).

Исходными уравнениями динамики объекта являются уравнения теплового баланса, записанные с учетом приращений переменных, взятых в области их значений, при установившемся режиме

$$\frac{\alpha_H \cdot F_T \cdot M_T}{G_B} \cdot \frac{\Delta t_0}{\Delta \tau} = k_0 \cdot F_T \cdot \left( \frac{\Delta t_B - \Delta t_0}{2} - \frac{\Delta t_{W1} + \Delta t_{W2}}{2} \right) -$$

$$- G_W \cdot c_W \cdot (\Delta t_{W2} - \Delta t_{W1})$$

$$T_{1.0} \cdot \frac{\Delta t_0}{\Delta \tau} = k_{0.4} \cdot \left( T_{2.0} \cdot \frac{\Delta G_W}{\Delta \tau} + \Delta G_W \right) - \Delta t_0 \quad (10)$$

$$t_{W2} = \frac{G_B \cdot c_B}{G_W \cdot c_W} \cdot t_B - \frac{G_B \cdot c_B}{G_W \cdot c_W} \cdot t_0 + t_{W1}$$

При  $\tau \rightarrow 0$

$$\begin{aligned} \frac{\alpha_H \cdot F_T \cdot M_T}{G_B} \cdot \frac{dt_0}{d\tau} &= \left( \frac{k_0 \cdot F_T}{2} - G_B \cdot c_B \right) \cdot \Delta t_B - \\ &- \left( \frac{k_0 \cdot F_T}{2} - \frac{k_0 \cdot c_B \cdot F_T \cdot G_B}{2 \cdot G_W \cdot c_W} - G_B \cdot c_B \right) \cdot \Delta t_0 - \\ &- k_0 \cdot F_T \cdot \Delta t_{W1} - \frac{k_0 \cdot c_B \cdot F_T \cdot G_B}{2 \cdot G_W \cdot c_W} \cdot G_B; \\ T_{1.0} \cdot \frac{dt_0}{d\tau} &= k_{0.4} \cdot \left( T_{2.0} \cdot \frac{dG_W}{d\tau} + \Delta G_W \right) - \Delta t_0 \end{aligned} \quad (11)$$

Применяя к уравнениям (11) преобразование Лапласа, при нулевых начальных условиях  $\Delta t_B(0)$  получаем следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} T_{1.0} \cdot p \cdot \Delta t_0(p) + \Delta t_0(p) &= k_{0.1} \cdot \Delta t_B(p) - k_{0.2} \cdot \Delta G_B(p) + \\ &+ k_{0.3} \cdot \Delta t_{W1}(p) - k_{0.4} \cdot [T_{2.0} \cdot p \cdot \Delta G_W(p) + \Delta G_W(p)]. \end{aligned} \quad (12)$$

После соответствующих преобразований уравнения (12), отражающего динамические свойства воздухоохладителя, модель динамики аппарата имеет вид

$$\begin{aligned} \Delta t_0(p) &= W_{0.1}(p) \cdot \Delta t_B(p) - W_{0.2}(p) \cdot \Delta G_B(p) + \\ &+ W_{0.3}(p) \cdot \Delta t_{W1}(p) - W_{0.4}(p) \cdot \Delta G_W(p) \end{aligned} \quad (13)$$

где  $W_{0.1}(p) \dots W_{0.4}(p)$  – передаточные функции по каналам передачи возмущающих и управляющих воздействий

$$\begin{aligned} W_{0.1}(p) &= \frac{k_{0.1}}{T_{1.0} \cdot p + 1}; \quad W_{0.2}(p) = \frac{k_{0.2}}{T_{1.0} \cdot p + 1}; \\ W_{0.3}(p) &= \frac{k_{0.3}}{T_{1.0} \cdot p + 1}; \quad W_{0.4}(p) = \frac{k_{0.4} \cdot (T_{2.0} \cdot p + 1)}{T_{1.0} \cdot p + 1}, \end{aligned}$$

где

$$T_{1.0} = \frac{2 \cdot \alpha_H \cdot F_T \cdot M_T}{G_B \cdot \left( k_0 \cdot F_T - \frac{k_0 \cdot c_B \cdot F_T \cdot G_B}{G_W \cdot c_W} - 2 \cdot G_B \cdot c_B \right)};$$

$$T_{2.0} = \frac{c_T + c_W}{G_W \cdot c_W + \frac{1}{2 \cdot n \cdot k_0 \cdot F_T}};$$

$$k_{0.1} = \frac{k_0 \cdot F_T - 2 \cdot G_B \cdot c_B}{k_0 \cdot F_T - \frac{k_0 \cdot c_B \cdot F_T \cdot G_B}{G_W \cdot c_W} - 2 \cdot G_B \cdot c_B};$$

$$k_{0.2} = \frac{k_0 \cdot F_T \cdot c_B \cdot t_B}{G_W \cdot c_W \cdot \left( k_0 \cdot F_T - \frac{k_0 \cdot c_B \cdot F_T \cdot G_B}{G_W \cdot c_W} - 2 \cdot G_B \cdot c_B \right)};$$

$$k_{0.3} = \frac{2 \cdot k_0 \cdot F_T}{k_0 \cdot F_T - \frac{k_0 \cdot c_B \cdot F_T \cdot G_B}{G_W \cdot c_W} - 2 \cdot G_B \cdot c_B};$$

$$k_{0.4} = \frac{2 \cdot (t_B - t_{W1})}{G_W} \cdot \frac{n \cdot \frac{2 \cdot G_B \cdot c_B}{k_0 \cdot F_T} + \frac{G_B \cdot c_B}{G_W \cdot c_W}}{\left( \frac{2 \cdot G_B \cdot c_B}{k_0 \cdot F_T} + \frac{G_B \cdot c_B}{G_W \cdot c_W} + 1 \right)^2},$$

где  $n$  – показатель степени;

$c_T$  – теплоемкость металла трубок оребрения.

По результатам проведенных расчетов  $T_{2.0} \ll T_{1.0}$ , т.е. в передаточной функции  $W_{0.4}(p)$  постоянной времени  $T_{2.0}$  можно пренебречь, а значит

$$W_{0.4}(p) = \frac{k_{0.4}}{T_{1.0} \cdot p + 1}.$$

Выражения для определения постоянной времени  $T_1$  и коэффициентов передачи проверены на различных воздухоохладителях. Везде получена хорошая сходимость опытных данных с расчетными.

Истинное поведение системы характеризует промежуточное состояние между инерционной системой и континуумом. По аналогии с воздухонагревателем более соответствующим является следующий вид передаточных функций, входящих в уравнение модели (13):

$$W'_{0.4}(p) = \frac{k_{0.1}}{T'_{1.0} \cdot p + 1} \cdot e^{-T_{3.0} \cdot p}; W'_{0.2}(p) = \frac{k_{0.2}}{T'_{1.0} \cdot p + 1} \cdot e^{-T_{3.0} \cdot p};$$

$$W'_{0.3}(p) = \frac{k_{0.3}}{T'_{1.0} \cdot p + 1} \cdot e^{-T_{3.0} \cdot p}; W'_{0.4}(p) = \frac{k_{0.4}}{T'_{1.0} \cdot p + 1} \cdot e^{-T_{4.0} \cdot p};$$

При охлаждении воздуха в аппарате помимо температуры изменяется также влагосодержание воздуха на выходе воздухонагревателя.

Из уравнения материального баланса следует

$$10^{-3} \cdot r \cdot (d_B - d_O) = c_B \cdot (t_B - t_O) \cdot (\xi - 1). \quad (14)$$

Используя уравнение (14) математическую модель динамики воздухоохладителя можно записать в следующем виде:

$$\frac{M_T}{G_B} \cdot \frac{d_0}{\tau} = 10^{-3} \cdot r \cdot d_B - 10^{-3} \cdot r \cdot d_O - c_B \cdot (\xi - 1) \cdot t_B + c_B \cdot (\xi - 1) \cdot t_O \quad (15)$$

С учетом влияния на  $\Delta d_H$  возмущающих и управляющих воздействий, а также после соответствующих подстановок и преобразований математическую модель динамики воздухоохладителя можно записать в следующем виде:

$$\Delta \varphi_0(p) = W_{0.5}(p) \cdot \Delta \varphi_B(p) - W_{0.9}(p) \cdot \Delta t_B(p) + W_{0.10}(p) \cdot \Delta t_0(p) -$$

$$W_{0.6}(p) \cdot \Delta G_B(p) - W_{0.7}(p) \cdot \Delta t_W(p) - W_{0.8}(p) \cdot \Delta G_W(p), \quad (16)$$

где  $W_{0.5}(p) \dots W_{0.8}(p)$  – передаточные функции по каналам передачи возмущающих и управляющих воздействий;

$W_{0.9}(p)$  и  $W_{0.10}(p)$  – передаточные функции, учитывающие связность параметров воздуха.

Передаточные функции, входящие в уравнение (16), определяются по формулам

$$W_{0.5}(p) = k_{d\varphi}; W_{0.9}(p) = k_{0.9}; W_{0.10}(p) = k_{0.10};$$

$$W_{0.6}(p) = \frac{k_{0.2} \cdot k_{t\phi}}{T'_{1.0} \cdot p + 1} \cdot e^{-T_{3.0} \cdot p}; W_{0.7}(p) =$$

$$= \frac{k_{0.3} \cdot k_{t\phi}}{T'_{1.0} \cdot p + 1} \cdot e^{-T_{3.0} \cdot p}; W_{0.8}(p) = \frac{k_{0.4} \cdot k_{t\phi}}{T'_{1.0} \cdot p + 1} \cdot e^{-T_{3.0} \cdot p},$$

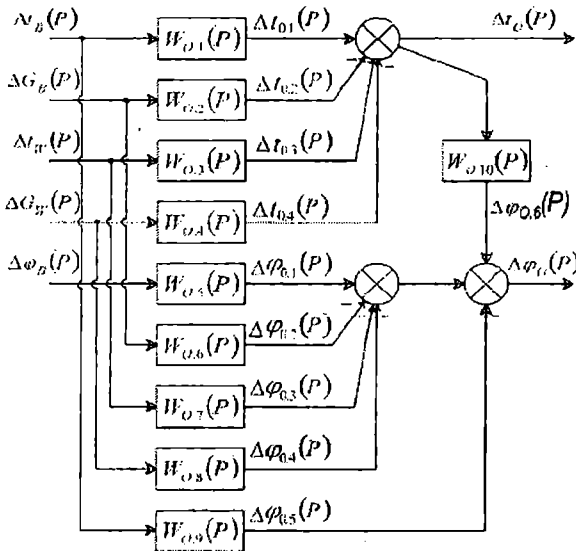
где  $T'_{3.0} = 0.5 \cdot T_3$ ;  $T_{3.0} = 0.1 \cdot T_3$

$$T_3 = \frac{M_T}{10^{-3} \cdot r \cdot G_B} \cdot \frac{0.622 \cdot p''}{p - \varphi_0 \cdot p''};$$

$$k_{\partial\phi} = \frac{0.622 \cdot p''}{p - \varphi_B \cdot p''}; k_{0.9} = k_{0.10} = \frac{C_B(\xi - 1)}{10^{-3} \cdot r};$$

$$k_{t\phi} = \ln 10 \cdot \left( \frac{3.142305 \cdot 10^3}{T^2} - \frac{8.2}{T \cdot \ln 10} + 0.0024804 \right).$$

На рис. 5 представлена структурная схема воздухоохладителя центральной СКВ как объекта автоматизации. Модель воздухоохладителя в стационарных состояниях определяется из системы уравнений (13) и (14). При проведении расчетов использовались числовые значения параметров модели воздухоохладителя, аналогом которого является ОВВК-63,0-1 (ОСТ 5.5147-83), а также данные из технических каталогов оборудования кондиционеров АООТ «Экватор» и справочных данных.



*Рис. 5. Структурная схема воздухоохладителя как объекта автоматизации*

При работе СКВ в «зимнем» периоде кондиционирования необходимо увлажнение воздуха, например насыщенным паром. Возмущения воздействуют на увлажнитель со стороны температуры воздуха (до увлажнителя –  $\Delta t_B$ ) и со стороны относительной влажности ( $\Delta \varphi_B$ ).

Возмущающим воздействием может быть расход воздуха  $\Delta G_B$ , а управляющим воздействием – расход пара  $\Delta G_{\Pi}$ .

Используя известную систему уравнений, описывающих статику увлажнения воздуха паром, определим соответствующие передаточные функции, характеризующие динамические характеристики увлажнителя.

Уравнения теплового и материального балансов, при добавлении водяного пара к влажному воздуху (для изобарно-адиабатического смешения двух потоков влажного воздуха), принимают следующий вид:

$$M_{c.a.} \cdot I_B + M_n \cdot i_n = M_{c.a.} \cdot I_y; \quad (17)$$

$$M_{c.a.} \cdot d_B + M_n = M_{c.a.} \cdot d_y. \quad (18)$$

После необходимых преобразований уравнений (17) и (18) можно получить зависимости, устанавливающие термодинамические связи между соответствующими температурами и относительными влажностями увлажняемого воздуха

$$M_{c.a.} \cdot (c_{вт} \cdot t_B + 2500 \cdot d_B) + M_n \cdot i_n = M_{c.a.} (c_{вт} \cdot t_y + 2500 \cdot d_y); \quad (19)$$

$$M_{c.a.} \cdot k_{d\phi_B} \cdot \phi_B + M_n = M_{c.a.} k_{d\phi_y} \cdot \phi_y, \quad (20)$$

где 
$$k_{d\phi_B} = \frac{622 \cdot p_B''}{p - \phi_B \cdot p_B''}; \quad k_{d\phi_y} = \frac{622 \cdot p_y''}{p - \phi_y \cdot p_y''};$$

$k_{d\phi_B}, k_{d\phi_y}$  – коэффициенты передачи по каналам  $d_B$ - $\phi_B, d_y$ - $\phi_y$ ;

$t_B, t_y, \phi_B, \phi_y$  – температура и относительная влажность воздуха до увлажнения (B) и после (Y);

$M_{c.a.}, M_n$  – масса сухого воздуха и пара.

Взяв за основу уравнения статики (19) и (20) опишем динамические свойства парового увлажнителя. Соответствующие уравнения имеют следующий вид:

$$G_B \cdot c_{вт} \cdot \Delta t_B + \Delta G_n \cdot i_n - G_B \cdot c_{вт} \cdot \Delta t_y = M_{c.B} \cdot c_{вт} \cdot \frac{\Delta t_y}{\Delta \tau};$$

$$G_B \cdot k_{d\phi_B} \cdot \Delta \phi_B + \Delta G_{\Pi} - G_B \cdot k_{d\phi_y} \cdot \Delta \phi_y = M_{c.B} \cdot \frac{\Delta \phi_y}{\Delta \tau}.$$

При  $\tau \rightarrow 0$

$$G_B \cdot c_{\text{вн}} \cdot \Delta t_B + \Delta G_n \cdot i_n - G_B \cdot c_{\text{вн}} \cdot \Delta t_y = M_{c.B} \cdot c_{\text{вн}} \frac{dt_y}{d\tau}; \quad (21)$$

$$G_B \cdot k_{d\varphi_B} \cdot \Delta \varphi_B + \Delta G_n - G_B \cdot k_{d\varphi_y} \cdot \Delta \varphi_y = M_{c.B} \cdot \frac{d\varphi_y}{d\tau}. \quad (22)$$

Применяя к уравнениям (21) и (22) преобразование Лапласа, при  $\Delta t_y(0), \Delta \varphi_y(0)$  получаем следующие уравнения:

$$\frac{M_c}{G_B} \cdot p \cdot \Delta t_y(p) + \Delta t_y = \Delta t_B(p) + \frac{1}{G_B} \cdot \Delta G_B(p) \cdot \frac{i_{\Pi}}{G_B \cdot c_{\text{вн}}} \cdot \Delta G_{\Pi}(p); \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \frac{M_c}{G_B \cdot k_{d\varphi_y}} \cdot p \cdot \Delta \varphi_y(p) + \Delta \varphi_y(p) &= \frac{k_{d\varphi_B}}{k_{d\varphi_y}} \cdot \Delta \varphi_B(p) + \\ &+ \frac{1}{G_B} \cdot \Delta G_B(p) \cdot \frac{1}{G_B \cdot k_{d\varphi_y}} \cdot \Delta G_{\Pi}(p). \end{aligned} \quad (24)$$

После соответствующих преобразований уравнения (23) и (24) имеют вид

$$\Delta t_y(p) = \frac{1}{T_1 \cdot p + 1} \cdot [k_t \cdot \Delta t_B(p) + k_{G.1} \cdot \Delta G_B(p) \cdot k_{n.1} \cdot \Delta G_{\Pi}(p)], \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \Delta \varphi_y(p) &= \frac{1}{T_2 \cdot p + 1} \cdot [k_{\varphi} \cdot \Delta \varphi_B(p) + k_{G.2} \cdot \Delta G_B(p) \cdot k_{n.2} \cdot \Delta G_{\Pi}(p)] - \\ &- k_{i\varphi} \cdot \Delta t_y(p), \end{aligned} \quad (26)$$

где

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{M_{c.B}}{G_B}; T_2 = \frac{M_{c.в}}{G_B \cdot k_{d\varphi_y}}; k_t = 1; k_{n.1} = \frac{i_{\Pi}}{G_B \cdot c_{\text{вн}}}; \\ k_{G.1} &= \frac{1}{G_B}; k_{\varphi} = \frac{k_{d\varphi_B}}{k_{d\varphi_y}}; k_{n.2} = \frac{1}{G_B \cdot k_{d\varphi_y}}; k_{G.2} = \frac{1}{G_B}; \\ k_{i\varphi} &= \ln 10 \cdot \left( \frac{3.142305 \cdot 10^3}{T^2} - \frac{8.2}{T \cdot \ln 10} + 0.0024804 \right). \end{aligned}$$

В конечном виде динамические свойства парового увлажнителя СКВ могут быть описаны следующей системой уравнений

$$\Delta t_y(p) = [W_{y,1}(p) \cdot \Delta t_B(p) + W_{y,2}(p) \cdot \Delta G_B(p) \cdot W_{y,3}(p) \cdot \Delta G_{II}(p)] \cdot W_{y,4}(p); \quad (27)$$

$$\Delta \varphi_y(p) = [W_{y,5}(p) \cdot \Delta \varphi_B(p) + W_{y,6}(p) \cdot \Delta G_B(p) \cdot W_{y,7}(p) \cdot \Delta G_{II}(p)] \cdot W_{y,8} - W_{y,9}(p) \cdot \Delta t_y(p), \quad (28)$$

где  $W_{y,1}(p) \dots W_{y,8}(p)$  – передаточные функции по каналам передачи возмущающих и управляющих воздействий;

$W_{y,9}(p)$  – передаточная функция, учитывающая связность параметров воздуха

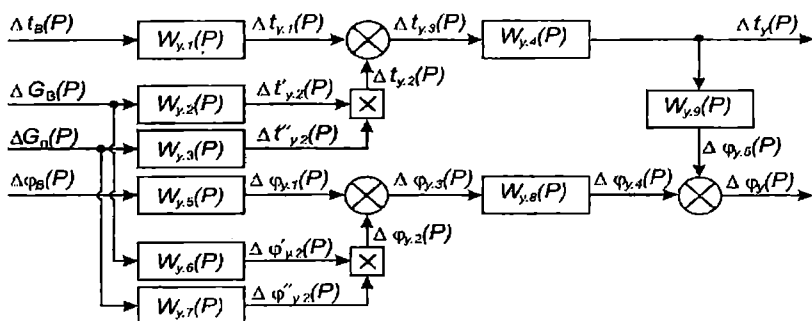
Передаточные функции, входящие в систему уравнений (27) и (28), определяются по формулам

$$W_{y,1}(p) = K_t; \quad W_{y,2}(p) = k_{G,1}; \quad W_{y,3}(p) = k_{n,1};$$

$$W_{y,4}(p) = \frac{1}{T_1 p + 1}; \quad W_{y,5}(p) = k_\varphi$$

$$W_{y,6}(p) = k_{G,2}; \quad W_{y,7}(p) = k_{n,2}; \quad W_{y,8}(p) = \frac{1}{T_2 p + 1}; \quad W_{y,9}(p) = k_{i\varphi}.$$

На рис. 6 представлена структурная схема парового увлажнителя воздуха. Его динамика описывается системой уравнений, операторная форма записи которых имеет вид (27) и (28). Модель парового увлажнителя в стационарных состояниях определяется из системы уравнений (27) и (28), приравниванием оператора  $P$  к нулю.



*Рис. 6. Структурная схема парового увлажнителя воздуха как объекта автоматизации*



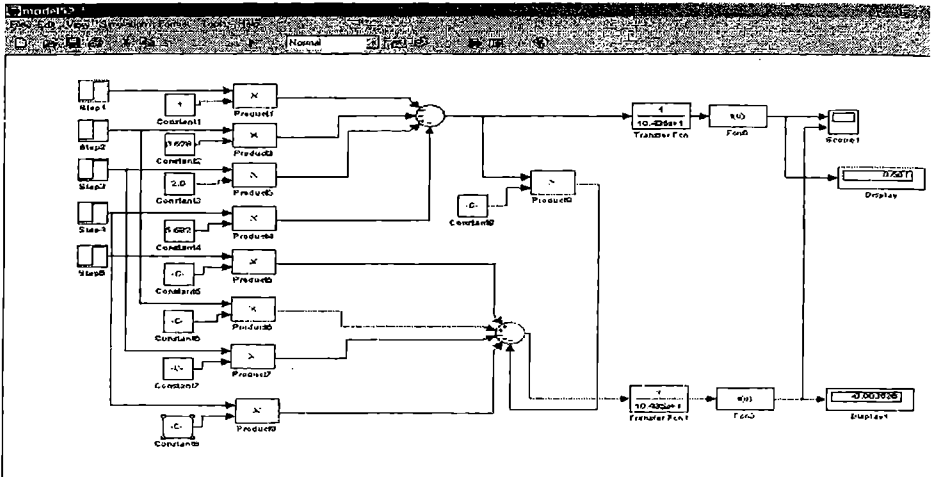


Рис. 7. Модель парового воздухонагревателя воздуха в MATLAB

Разработанные модели всех агрегатов центральной СКВ исследовались в рамках программы MATLAB 6.5 – Simulink. В качестве примера на рис. 7 приведена модель в MATLAB воздухонагревателя, а на рис.8 представлены результаты моделирования исследуемого объекта. Они отражают динамические свойства аппарата при подаче соответствующих возмущающих и управляющих воздействий ступенчатого характера на входы модели.



Рис. 8. Переходные характеристики парового воздухонагревателя  
(верхняя – изменение температуры воздуха,  
нижняя – изменение относительной влажности)

На основании полученных математических моделей динамики агрегатов центральной СКВ можно сделать следующие выводы. Теплообменные аппараты и увлажнитель воздуха представляют собой апериодические звенья первого порядка, в которых воздухонагреватель и воздухоохладитель обладают свойством транспортного запаздывания.

Математические модели агрегатов СКВ, а также результаты исследований динамики в целом отражают реальный характер изменений параметров при воздухообработке и могут быть использованы при разработке и эксплуатации устройств для соответствующих систем, обеспечивающих качественные автоматические режимы кондиционирования воздуха.

### ЛИТЕРАТУРА

1. СНиП 47.029.90. Судовые системы вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Росстандарт, 1990. – 46 с.
2. Рымкевич А.А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. – СПб.: Стройиздат, 2003. – 320 с.
3. Креслинъ А.Я. Оптимизация энергопотребления системами кондиционирования воздуха. – Рига: РПИ, 1982. – 68 с.

Надійшла 16.03.07

УДК 378.147:004.42

**И. С. Рублев  
И. А. Тузова**

## **КАКИМ БЫТЬ ПРОГРАММНОМУ ОБЕСПЕЧЕНИЮ ВУЗОВ УКРАИНЫ**

*Рассматривается возможность использования в учебном процессе и научных работах вузов Украины лицензионного коммерческого и бесплатного свободного программного обеспечения (ПО).*

**Ключевые слова:** *программное обеспечение, операционная система (ОС), академическая программа, лицензия, коммерческое ПО, свободное ПО, бесплатное ПО, информационные технологии (ИТ).*

В настоящее время большинство вузов используют программы многих фирм-производителей ПО с нарушением лицензионных соглашений разработчиков. Использование пиратского ПО на протяжении последних 10 лет приняло глобальные размеры и поставило общество перед серьезной проблемой – легализацией установленных на ПК программных продуктов.

Изменения в законодательстве Украины, связанные с ее интеграцией в мировую экономику, требуют соблюдения законов в области авторского права. Министерство образования и науки Украины утвердило Приказом № 903 от 2 декабря 2004 года «Правила использования компьютерных программ в учебных заведениях». Их целью является внедрение системы контроля над использованием компьютерных программ в учебном процессе, соблюдение требований законодательства в сфере интеллектуальной собственности.

Приостановить дальнейшее использование информационных технологий в образовательном процессе невозможно. В национальной доктрине развития образования Украины одним из приоритетных направлений является внедрение современных информационных технологий в учебный процесс и научную работу, создание мощного компьютерного парка вузов, глобальных информационно-образовательных сетей, внедрение дистанционного обучения. Для реализации поставленных задач необходимо современное программное обеспечение.

Перед вузами страны поставлена задача легализации коммерческого ПО. Вопросы наличия лицензий на используемое программное обеспечение важны для выбора правильной стратегии развития вуза.

В настоящее время существует две основные тенденции использования ПО некоммерческими организациями, в первую очередь учебными заведениями.

Во-первых, ряд крупных международных фирм-разработчиков ПО предоставляют высшим учебным заведениям Украины возможность участия в академических программах.

Во-вторых, Интернет-сообщество разработчиков свободного ПО предоставляет для бесплатного использования широкий спектр высококачественных ОС и программных продуктов.

Примером первой тенденции служат академические программы.

У фирмы Microsoft существует несколько программ, рассчитанных на вузы различных профилей:

**Microsoft IT Academy** – для факультетов вузов, готовящих специалистов в области ИТ технологий. Участники программы могут приобрести весь спектр ПО (включая серверные продукты) на компьютеры, используемые в учебном процессе (до 100 компьютеров), а также на компьютеры преподавателей и студентов (на время их обучения). Оплата – ежегодный взнос.

**Academic and School Agreement** – для образовательных учреждений и органов управления ими (заказ на подписку Academic Agreement). Это временная лицензия на все программное обеспечение Microsoft, установленное на всех компьютерах вуза с бесплатным обновлением новых версий – на срок оформления подписки от 1 до 3 лет с ежегодной оплатой. Постоянная лицензия может быть получена дополнительным выкупом (buy-out) лицензий.

**Academic Open** – для образовательных учреждений и органов управления ими, НИИ, библиотек, музеев. Постоянная лицензия с единовременным платежом на 2 года. Приобретается на необходимое количество ПК без права обновления новых версий и без права установки на вновь приобретенные компьютеры, компьютеры студентов. Стоимость приблизительно равна 3-4 ежегодных платежа Academic Agreement.

Фирма AutoDesk, разработчик AutoCAD, также имеет академическую программу для технических вузов – «**3D Образование**». Программа реализуется последовательно и включает в себя:

- предоставление университетам льготных условий лицензионного программного обеспечения Autodesk;
- обучение преподавателей вузов работе с современными технологиями;
- методическую поддержку;
- формирование культуры использования лицензионного ПО Autodesk среди студенчества.

Исходя из цен, представленных в академических программах, стоимость стандартного набора лицензионного коммерческого ПО для одного рабочего места пользователя в техническом вузе может составлять до \$ 7000 в год.

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что самостоятельное приобретение вузами лицензионного коммерческого ПО

для полного удовлетворения нужд учебного процесса, администрирования и проведения научной работы невозможно.

Выходом из создавшейся сложной ситуации может стать использование вузами свободного ПО, аналогичного по функциям ПО фирм Microsoft, Borland, Adobe и т.д. и совместимого с ними по форматам данных.

Свободное ПО, также как и коммерческое, является лицензионным, поэтому, прежде чем использовать какие-либо программы, необходимо изучить условия лицензирования.

Дело в том, что, используя некоммерческие программы, не подпадающие под лицензии Copylefted Software, вуз в перспективе может столкнуться с необходимостью покупать новые версии этой программы или платить за ее обслуживание.

Лицензия Copylefted Software – это основной метод, позволяющий сделать программы или другие работы свободными. Также этот метод требует, чтобы все последующие изменения и новые версии программ оставались свободными.

А теперь приведем перечень наиболее распространенных видов лицензий.

Коммерческое ПО (Commercial), Собственническое ПО (Proprietary), Условно-бесплатное ПО (Shareware), Freeware, Полусвободное ПО (Semi-free), Свободное ПО (Free), иначе ПО с открытыми исходными текстами (Open Source), Свободное ПО, не подчиняющееся «авторскому леву» (Non-copylefted free), Свободное ПО, подчиняющееся «авторскому леву» (Copylefted), подчиняющееся GPL (GPL-covered), GNU (The GNU system).

Лицензии, полностью соответствующие «авторскому леву» – LGPL, BSD и лицензия MIT. Лицензии Apache (версии 1.0 и 1.1), и Mozilla (версии 1.0 и 1.1) – лицензии на свободное ПО, несовместимые с GPL.

В таблице приведены бесплатные программы – аналоги наиболее используемых коммерческих программ.

### *Свободные бесплатные аналоги коммерческого ПО*

<b>Коммерческий продукт</b>	<b>Аналог</b>	<b>Лицензия</b>
OC Windows	Linux (Red Hat, др.)	лицензия GPL
MS Office	OpenOffice.org (Win, Lin)	лицензия LGPL
AutoCAD LT 2007	OpenCAD, Linux	лицензия GPL
MathLab	FreeMat (Win & Linux)	лицензия GPL
Borland Pascal	Free Pascal	лицензия GPL
Borland Delphi 2006 Prof	Lazarus	

Полностью отказаться от использования коммерческого ПО нельзя, так как сегодня на рынке труда в первую очередь востребованы

специалисты, обладающие навыками работы в нескольких ОС (Microsoft Windows, Linux), профессионально владеющие графическими редакторами, пакетами инженерного проектирования, сетевыми технологиями.

Обучение преподавателей за последние 10 лет проводилось, в основном, на программных пакетах компании Microsoft. Теперь педагогам необходимо будет осваивать новые программные средства, пересматривать учебные планы и программы, расширять содержание всех курсов (не только для информационных специальностей), используя в них другую ОС и открытые программы.

В настоящее время выбор основных программных пакетов и операционных систем для организации учебного процесса не входит в компетенцию вуза, а определяется Приказом № 903 от 2 декабря 2004 года «Правила использования компьютерных программ в учебных заведениях»:

«2.2. При використанні комп'ютерних програм і комп'ютерної техніки з попередньо встановленими комп'ютерними програмами навчальні заклади зобов'язані:

- придбавати і використовувати в навчальному процесі комп'ютерні програми і комп'ютерну техніку з попередньо встановленими комп'ютерними програмами, що мають відповідний гриф та/або Свідоцтво про визнання відповідності педагогічним вимогам МОН України;

- придбавати і використовувати комп'ютерні програми навчального призначення, що мають відповідний гриф та/або Свідоцтво про визнання відповідності педагогічним вимогам МОН України».

Приказ не содержит приложений с перечнем рекомендуемых ОС и ПО. Не предложена схема бюджетного финансирования переоснащения вузов и механизмы перехода на лицензионное ПО.

С точки зрения авторов статьи целесообразно:

- в качестве ОС использовать ОС Linux и ОС MS Windows, участвуя в академической программе Microsoft;

- для преподавания общеобразовательных дисциплин использовать бесплатное свободное ПО на основе ОС Linux;

- при изучении специальных дисциплин использовать коммерческие пакеты в рамках академических или образовательных программ на ограниченном количестве компьютеров;

- провести переподготовку преподавательского состава для работы с другими ОС и ПО.

Такой переходный период может продлиться от 1,5 до 2 лет.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Приказ МОНУ № 903 от 2 декабря 2004 года «Правила использования компьютерных программ в учебных заведениях», <http://www.mon.gov.ua>
2. Руководство по программе лицензирования для образовательных учреждений, <http://www.microsoft.com/rus/education/default.aspx>
3. Перечень видов лицензий, <http://www.gnu.org>

Надійшла 12.02.07

## ДИСТАНЦИОННОЕ ОБУЧЕНИЕ И ОСОБЕННОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО КОНТРОЛЯ ГРАФИЧЕСКИХ ПОСТРОЕНИЙ

*В работе рассматриваются возможные принципы реализации автоматизированного контроля выполнения графических построений. Определены основные сложности осуществления контроля графических построений в системе дистанционного обучения. В качестве примера рассмотрена реализация программы автоматизированного контроля знаний по начертательной геометрии (АКЗ НГ) на кафедре «Начертательная геометрия и инженерная графика» Одесского национального морского университета (ОНМУ).*

*Ключевые слова: системы дистанционного обучения (СДО), автоматизированный контроль графических построений, графический редактор (ГР).*

Стремительное развитие компьютерных информационных технологий и телекоммуникаций затронуло практически все сферы человеческой деятельности. Так современные информационные технологии, позволяющие создавать, хранить, перерабатывать информацию и обеспечить эффективные способы ее представления потребителю, стали важным фактором жизни общества и средством повышения эффективности управления всеми сферами общественной деятельности, в том числе и образования, а современные компьютерные телекоммуникации позволили обеспечить передачу знаний и доступ к разнообразной учебной информации наравне, а иногда и гораздо эффективнее, чем традиционные средства обучения. Новые электронные технологии могут не только обеспечить активное вовлечение учащихся в учебный процесс, но и позволяют управлять процессом в отличие от большинства традиционных учебных сред. Интеграция звука, движения, образа и текста создают новую необыкновенно богатую по своим возможностям учебную среду, с развитием которой увеличивается и степень вовлечения учащихся в процесс обучения. Интерактивные возможности программ и систем доставки информации позволяют наладить и даже стимулировать обратную связь, обеспечить диалог и постоянную поддержку, которые невозможны в большинстве традиционных систем обучения.

Закономерным следствием активного развития информационных компьютерных технологий и компьютерных телекоммуникаций явилось появлению новой системы обучения – дистанционное обучение (СДО).



В отличие от традиционных систем обучения, СДО обладает рядом преимуществ, благодаря которым она с каждым годом все больше расширяет круг своих приверженцев. Наиболее существенными из них являются:

- возможность получения учебной информации посредством всемирной сети Интернет;
- освоение учебного материала в удобное для пользователя время и в удобном для него темпе;
- представление учебного материала в форме, максимально благоприятствующей его освоению;
- возможность осуществления самоконтроля уровня освоения учебного материала;
- организация дистанционного консультирования учащихся в реальном времени;
- организация группового обсуждения интересующих вопросов по учебному курсу среди участников курса.

Следует отметить, что ДО имеет также и недостатки:

- отсутствие прямого очного общения между обучающимися и преподавателем, который мог бы эмоционально окрасить знания, это значительный минус для процесса обучения;
- учащиеся могут ощущать недостаток практических занятий;
- эффективность ДО основана на заинтересованности обучаемых в получении знаний. Самоорганизованность – обязательное условие для получения качественного образования через Интернет.

В настоящее время, когда персональный компьютер является необходимым атрибутом на любом рабочем месте специалиста и студента, для тех, кто заинтересован, прежде всего, в получении знаний ДО может стать хорошим шансом получить знания. Актуальной становится проблема создания качественных программных продуктов, предназначенных для обучения различным дисциплинам. Одним из наиболее существенных факторов, определяющих качество программного обеспечения, используемого в СДО, является наличие возможности проведения самоконтроля освоения изучаемого курса, а так как критерием качественного освоения материала является способность учащегося на практике применять приобретенные знания, то качественные обучающие программы должны обеспечивать возможность выполнять практические задания с автоматическим контролем правильности их выполнения. Сложность организации программ автоматизированного контроля зависит от дисциплин. К примеру, для гуманитарных дисциплин могут быть разработаны тесты для самоконтроля, а для проверки способности практического применения приобретенных знаний – организация преподавателем (тьютором) коллективного обсуждения той или иной темы среди участников курса посредством сети Интернет (чаты).

Организация автоматизированного контроля по многим дисциплинам, у которых результат выполнения практических заданий можно представить в виде чисел или текстов, для программистов не вызывает особых проблем.

Наибольшей сложностью является организация автоматизированного контроля графических построений, так как прежде чем осуществлять автоматизированную проверку правильности выполнения графических построений, необходимо предоставить возможность исполнителю выполнить эти построения на компьютере. В настоящее время существует множество компьютерных программ, предназначенных для выполнения на компьютере графических построений (САПР), однако использование любой из них в СДО связано с двумя проблемами: во-первых – для их использования необходимо представить пользователю дистрибутив САПР для инсталляции ее на компьютере пользователя, а такими правами владеют фирмы-разработчики или их дистрибьюторы, а во-вторых – даже, если пользователь решает вопрос самостоятельного приобретения необходимого ПО, остается актуальной проблема обучения порядку работы с ним. Даже при условии наличия у пользователя опыта выполнения построений в САПР, определенной программой автоматизации контроля, создать эффективно и безотказно работающую компьютерную программу, обеспечивающую анализ выполненных пользователем построений не представляется возможным в связи с многовариантностью выполнения пользователем этих построений, как с точки зрения используемых команд, так и последовательности выполнения построений.

Известны способы организации контроля знаний по графическим дисциплинам в системе дистанционного обучения в части контроля уровня приобретенных практических навыков, которые основанные не на выполнении графических построений, а в выборе правильного варианта построений из множества представленных вариантов построений или указания последовательности выполнения построений [3]. Данный способ реализации контроля больше соответствует тестированию, а не контролю уровня практических навыков. В некоторых системах дистанционного обучения по графическим дисциплинам учащимся предлагается выполнение построений в одной из САПР с последующей пересылкой графических файлов преподавателю (тьютору) по электронной почте [2]. Однако в первом случае организации контроля невозможно оценить характер мышления и логику построения, так как у обучаемого нет возможности выполнить собственные построения. Во втором случае время ожидания результата выполнения задания может исчисляться часами и зависит от количества учащихся, одновременно работающих с одним и тем же преподавателем и оперативности этого преподавателя при проверке работы и отправке результата. В данном случае не может быть и речи о какой-либо автоматизации контроля.

На кафедре «Начертательная геометрия и инженерная графика»

ОНМУ уже на протяжении нескольких лет осуществляется разработка интерактивной системы обучения, по дисциплине «Начертательная геометрия». Одной из составляющих частей этой системы является программный комплекс организации автоматизированного контроля теоретических знаний и практических навыков по этой дисциплине – ПК АКЗ НГ.

В качестве исходных данных для разработки программы автоматизированного контроля графических построений кафедрой были выдвинуты следующие требования:

- программа должна обеспечивать возможность графических построений, необходимых для решения позиционных и метрических задач по всем разделам базового курса дисциплины «Начертательная геометрия»;
- процесс выполнения любой команды должен сопровождаться указаниями, информирующими пользователя о его последующих действиях для нормального завершения выбранной им команды;
- анализ результатов построений должен обеспечивать контроль правильности решения поставленной задачи по конечному результату независимо от последовательности и объема построений;
- точность построений должна быть обеспечена за счет реализации построений с использованием различных привязок;
- для обеспечения удобства построений предусмотреть возможность масштабирования окна построений;
- в программе должна быть реализована возможность пошагового просмотра выполненных построений;
- вариант реализации программы автоматизированного контроля должен обеспечивать ее эффективное функционирование как в локальной сети или на отдельных компьютерах, так и в сети Интернет с учетом реальной пропускной способности ее национальных участков.

Выдвинутые требования легли в основу технического задания на проектирование (ТЗП) программы автоматизированного контроля графических построений, которая получила название «Графический редактор» (ГР). В результате анализа полученного ТЗП и ознакомления со всевозможными построениями, которые должен выполнять ГР, представилась возможность составить перечень команд построения графических примитивов и команд редактирования и простановки размеров.

Так, для решения задач, входящих в базовый курс начертательной геометрии, необходимо и достаточно:

- построение 9 графических примитивов: точка, точки деления линий на равные участки, прямая, ломаная линия, правильный многоугольник, сплайн кривая, дуга, окружность и эллипс;
- построение 2 вспомогательных линий: линия связи и ось замены;
- редактирование ранее построенных графических построений:

копирование, перемещение, вращение, построение зеркально-расположенных, 4 команды изменения длины отрезка прямой (динамическое продление, продление до..., увеличение на ..., новый размер), обозначение ранее построенных графических примитивов без обозначения и удаление результатов построения предыдущей команды;

- команды простановки размеров: ортогональная длина, линейная длина, радиус, угол.

Помимо этого стало ясно, что для обеспечения требований ТЗП графический редактор при построении графических примитивов должен обеспечивать функционирование следующих объектных привязок: к точке, к концу отрезка, к середине отрезка, к ближайшей, к пересечению, перпендикулярно, параллельно, к центру окружности, к квадранту, к касательной. Помимо этого предусмотрен режим «Ортогонально» для построения графических примитивов типа «Прямая».

Для обеспечения удобств построений в ГР предусмотрено 4 варианта масштабирования окна рисования: увеличение в 2 раза (до 1:16), уменьшение в 2 раза (до 2:1), «по окну» и возврат в режим 1:1 из любого из ранее выбранных режимов масштабирования.

Определяющим требованием в выборе среды программирования ГР явилось требование обеспечения его эффективного функционирования в сети Интернет, которое в свою очередь зависит от объема информации (до сотен килобайт), передаваемой с учебного сервера на компьютер пользователя. Такого размера исполняемого файла программы можно достичь, воспользовавшись в качестве среды программирования языком Assembler, однако программист, «пишущий» на ассемблере в настоящее время – большая редкость, не говоря о том, что размер материального вознаграждения таких специалистов никак не коррелирует с возможностями учебных заведений. Исходя из этого, достижение требуемых размеров исполнительного модуля возможно, если воспользоваться так называемой визуальной инженерной средой (visual engineering environment) Agilent VEE Pro 6.0. Отличительной чертой этой среды программирования является то, что размер исполнительного модуля программы на порядок меньше исполнительного модуля аналогичной программы, созданной с помощью практически любого алгоритмического языка. Существенным недостатком этой среды программирования является то, что в перечне многочисленных стандартных функций данной среды отсутствует функция рисования, однако с учетом того, что она допускает подключение объектов типа ActiveX или внешних динамических библиотек, этот недостаток, как оказалось впоследствии, позволил реализовать еще одну ступень защиты от пиратского копирования этой программы. [1]

В рамках реализации программы специализированного графического редактора (ГР) были разработаны два программных модуля: основ-

ной – в среде Agilent VEE Pro 6.0, в функции которого вошли общее управление функционированием ГР, генерация и отображение заданий, активизация и передача команд рисования или редактирования в модуль графических построений и получение от него результатов выполнения команд, отображение подсказок и, самое главное, осуществление контроля правильности выполненных построений. Следует отметить, что модуль графических построений не является самостоятельной программой, а встраивается в основную программу в виде объекта ActiveX Control.

Во время контроля практических навыков выводится информация о теме, по которой осуществляется контроль и непосредственно задание, которое пользователь должен выполнить.

Формирование начальных условий задания генерируется программой по случайному закону и ограничивается только областью вывода в поле графических построений, так что вероятность совпадения вариантов очень низка.

Все действия пользователя при построениях сохраняются в ГР и передаются в блок анализа результата после того, как он сообщит программе о завершении построений. Программа анализа, имея начальные условия, вычисляет конечный результат. Сравнив его с полученным результатом в результате построений, программа принимает решение о правильности выполнения задания. Таким образом, совершенно неважно (если это не оговорено в задании) каким способом и в какой последовательности пользователь выполнял построения и какие команды для этого использовал.

Помимо обеспечения выполнения графических построений модуль графических построений позволяет, аналогично тому, как выполняются в нем построения начальных условий, вывести и результаты построений. Эта возможность реализована во вспомогательном модуле ПК АКЗ НГ, предназначенном для просмотра результатов работы. Вывод результатов построений в пошаговом режиме позволяет пользователю либо самостоятельно, либо совместно с преподавателем разобраться в ошибках (если таковые были), допущенных в процессе выполнения задания.

В настоящее время ГР, насчитывающий более 180 заданий по трем темам начертательной геометрии – «Точка», «Прямая» и «Плоскость» успешно проходит опытную эксплуатацию в составе ПК АКЗ НГ в ОНМУ.

Результаты, полученные в процессе опытной эксплуатации, свидетельствуют о том, что принципы, заложенные в ГР, позволяют не только успешно завершить разработку заданий по оставшимся темам начертательной геометрии, но и сделать вывод о возможности организации эффективного компьютерного контроля практических навыков не только по графическим дисциплинам, но и дисциплинам, в которых практические задания связаны с графическими построениями, к примеру – теории механизмов и машин, сопротивлению материалов и т.п.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Robert Helsel, *Visual programming with HP VEE – 3<sup>rd</sup>. ed. P. cm. – (Hewlett-Packard professional books)*
2. Всеволодова А. В., Карташева О. В. Особенности организации контроля знаний при дистанционном изучении дисциплины «компьютерный дизайн» в СДО «Прометей» <http://ito.edu.ru/2006/Moscow/III/2/III-2-6336.html>
3. Харьковский государственный политехнический университет. Пакет программ автоматизированного обучения и контроля знаний по учебной дисциплине: «Инженерная графика» <http://users.kpi.kharkov.ua/akdist/IngGraph.htm>

Надійшла 23.03.07

# СОДЕРЖАНИЕ

## *Гидротехническое строительство*

<b>Гришин В.А., Гришин А.В.</b> ОДЕССКИЕ СКЛОНЫ И ОПОЛЗНИ .....	3
--	---

## *Теория и проектирование судна*

<b>Егоров Г.В., Ильницкий И.А.</b> ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛАВНЫХ РАЗМЕРЕНИЙ СУДОВ ОГРАНИЧЕННЫХ РАЙОНОВ ПЛАВАНИЯ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ПУТЕВЫХ УСЛОВИЙ .....	20
<b>Александровская Н.И., Король А.Я.</b> КОНЦЕПЦИЯ КОМБИНИРОВАННОГО СУДНА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ СЫПУЧИХ, ГЕНЕРАЛЬНЫХ И КОНТЕЙНЕРНЫХ ГРУЗОВ ДЕДВЕЙТОМ ОТ 10 ДО 35 ТЫСЯЧ ТОНН .....	40
<b>Корниец Т.Е.</b> МЕТОД ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ОГРАНИЧЕННОЙ НАДЕЖНОСТИ ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ МАШИН НА ВРЕМЯ ОБРАБОТКИ СУДНА .....	44
<b>Кириллова Е.В.</b> СИСТЕМА ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОММЕРЧЕСКИ ЦЕЛЕСООБРАЗНОЙ ЗАГРУЗКИ СУДНА.....	54
<b>Сердюченко А.Н.</b> ОБОБЩЕННАЯ МОДЕЛЬ СПЕКТРАЛЬНОГО ПРЕДСТАВЛЕНИЯ МОРСКОГО НЕРЕГУЛЯРНОГО ВОЛНЕНИЯ .....	69
<b>Воробьев Ю.Л., Мадатов М.И.</b> СИСТЕМА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ВО ВРЕМЕННОМ ПОЛЕ, ОПИСЫВАЮЩИХ ПРОДОЛЬНУЮ КАЧКУ СУДНА .....	83

## *Строительная механика, прочность и надежность*

<b>Козляков В.В., Соловьев А.А., Бутенко Н.Ф.</b> ОЦЕНКА РЕЗЕРВОВ ЖИВУЧЕСТИ КОРПУСОВ С ТРЕЩИНАМИ В ОСНОВНЫХ ПРОДОЛЬНЫХ СВЯЗЯХ .....	91
<b>Лукаш Э.П., Партолога М.И.</b> ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ СУДОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ЗАДАННЫМ УРОВНЕМ НАДЕЖНОСТИ .....	114
<b>Соломатин С.Я.</b> СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОМАШИН .....	122

<b>Коноплев А.В.</b> ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ПОСТРОЕНИЯ КРИВОЙ УСТАЛОСТИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ТРЁХПАРАМЕТРИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ ВЕЙБУЛЛА .....	131
--	-----

### ***Управление проектами***

<b>Кириллов В.Х.</b> ОБОСНОВАНИЕ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ НА ЭТАПЕ ПРОЕКТИРОВА- НИЯ СКВ С ПЕРЕКРЕСТНЫМ ТОКОМ ФАЗ .....	137
<b>Кириллов В.Х.</b> ЭКОНОМИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПРОЕКТНЫХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ СУДОВОЙ АЛЬТЕРНАТИВНОЙ СКВ С ПРОТИВОТО- КОМ ФАЗ .....	153
<b>Болдырева Т.В., Ковтун Т. А.</b> МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ИНИЦИАЛИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ПРОДУКТОВ ПРОЕКТА ТРАНСПОРТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ .....	166
<b>Яровенко В.А.</b> МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРИОРИТЕТОВ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ПРИ МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПРОЕКТОВ ГРЕБНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК .....	181
<b>Яровенко В.А.</b> УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ В ПРОЕКТАХ СУДОВЫХ ЭЛЕКТРО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НА ОСНОВЕ СИСТЕМНОГО ПОДХОДА .....	191

### ***Кондиционирование воздуха***

<b>Вычужанин В.В.</b> ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА АГРЕГАТОВ ЦЕНТРАЛЬНОЙ СИСТЕ-МЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА .....	200
--	-----

### ***Проблемы подготовки кадров***

<b>Рублев И. С., Тузова И. А.</b> КАКИМ БЫТЬ ПРОГРАММНОМУ ОБЕСПЕЧЕНИЮ ВУЗОВ УКРАИНЫ	218
<b>Дуюн И. А.</b> ДИСТАНЦИОННОЕ ОБУЧЕНИЕ И ОСОБЕННОСТИ АВТОМАТИЗИРО- ВАННОГО КОНТРОЛЯ ГРАФИЧЕСКИХ ПОСТРОЕНИЙ .....	223



*Наукове видання*

# **ВІСНИК ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**Збірник наукових праць**

**Випуск 22**

*Українською, російською  
та англійською мовами*

Видається з 1998 р.

*Свідоцтво про державну реєстрацію:  
Серія КВ № 278  
від 25.07.1997 р.*

Комп'ютерне верстання та розробка  
оригінал-макету збірника – *Кобзева Н.Ю.*

---

---

Підписано до друку з оригінал-макету 28.03.07  
Формат 70x108/16. Папір офсетний. Ум. друк. арк. 14,4.  
Замовлення № 152.

**Адреса редакційної колегії та Видавництва ОНМУ:  
65029, м. Одеса, вул. Мечникова, 34,  
тел. 728-31-14.**