

第五届国际船舶结构会议 论文集

(二)

第二、三委员会

-53

8

2

六七 机部院 第七〇二研究所

目 录

引 言.....	2— 1
波浪载荷——弯矩、切力和扭矩	2— 1
波浪诱导振动载荷.....	2— 2
局部水动力载荷.....	2— 5
双体船和多体船.....	2— 5
气 垫 船.....	2— 6
附加评述.....	2— 7
讨 论.....	2—17

引 言

本委员会的工作介绍是遵照 1970 年国际船舶结构会议确定的委托。其委托如下:

“概观并汇总当今在模型试验和理论研究领域内确定船舶的波浪载荷,如弯矩、切力、扭矩以及包括波浪冲击的水动力方面的局部载荷。以促进并引导在这个领域里的新的活动。”

委员会的会间会议曾在荷兰德尔夫特(Delft)(1971 年 9 月)和丹麦林格贝(Lyngby)(1972 年 4 月)举行,以及与第三委员会主席一起在奥斯陆(Oslo)(1970 年 11 月)举行的为讨论一起开展活动的可能性;另外,还企图与国际水池会议(I.T.T.C)适航性委员会举办联合会议;但是由于时间及地点的冲突而不可能了。然而,另有机会与国际水池会议委员会的许多委员相遇(同样出席了 1972 年 9 月的国际水池会议),提供了对本委员会工作有用的一些附加资料。

委员会曾集中注意在各种波浪诱导载荷上,诸如对于二维波在不同航向角和航速时产生在船体上的弯矩、切力和扭矩。这些量值,通常是看作缓慢变化的且是准稳定的,它们限于具有遭遇波浪的频率宽度。对于具有较高频率的与船舶自由振动形式相关的另外一些效应,最近已认为更重要;且许多工作曾致力于这些振动载荷方面。同样,做了许多船舶局部载荷的研究,在本报告中亦作了评述。

本报告对双体船和其他多体船的研究工作作了评述,以及海浪中对气垫船载荷的一些考虑。结语是关系到对结构工程师们(他们是逼于对船舶结构设计和估计的)就目前研究波浪载荷所特别需要的一些附加资料。

波浪载荷——弯矩、切力和扭矩

自从上次 1970 年国际船舶结构会议以来,在海浪中作用于船舶上缓慢变化的波浪载荷的预报能力有了很大程度的进展。曾借用“片流理论”,(strip theory)使预报的理论技术推广到分析常规船舶具有五个自由度(即忽略前后移)的运动和载荷,同时发展了计算机程序,能很快地对这些理论方法进行计算。阐明这种能力的典型文章是萨尔维森(Salvesen)、塔克(Tuck)和福尔廷森(Faltinsen)[1]的工作以及卡普兰和雷弗(Raff)[2]的工作。

在这些文章中,缓慢变化的波浪诱导载荷的处理考虑了具有船舶航速的相对于波浪任何航向角的垂向和侧向平面的运动和载荷。主要载荷是考虑垂向弯矩、侧向弯矩和扭矩,关于切力的资料,如果输出也是有用的。在各个情况下的分析,采用升沉和纵摇运动来确定垂向弯矩和切力,采用横移的侧向运动,偏航和横摇来确定侧向和扭转载荷。这基本的二维剖面的水动力成份(附连水质量和阻尼)是由在[1]中的弗兰克(Frank)[3]工作来确定(对任意剖面);然而,在[2]中的计算认为,船舶剖面是由刘易斯(Lewis)形式来表述[4]。这刘易斯形式剖面的水动力是由格里姆(Grim)[5]的方法从垂向摆动求得,对侧向和横摇摆动是用田才(Tasai)[6]的方法。这刘易斯形式是十分符合于作为在常规商船船体(在艏不具有大的球鼻)中发现的剖面形状的代表,且即使在具有球鼻艏的情况下,可认为刘易斯形式对运动和载荷结果考虑到在船艏的小面积影响是小的。

采用韦哈卜(Wahab)的试验数据[7],萨尔维森等[1]工作的理论和实验结果的比较示在图

1~4。采用由[7]以及由[8]的模型试验数据,对[2]工作的结果比较示于图5~10。在[2]中,理论与实验之比较包括五种不同的船舶线型,一组航速和航向角。所有这些比较表示理论与实验之间很一致。这样不久就有能力适当地预报常规船舶在波浪中的波浪载荷。在[1]和[2]中介绍的分析都已建立了完整的计算机程序的形式,它能很快地实现必要的计算,例如参见[9]。

采用大型数字计算机(如 CDC6600)就能很快地实现在[9]中程序的必要的计算,其中包括程序编译,装载到内存以及对垂向和横向状态下,21个站中每一站的二维附连水质量和阻尼值的基本确定等必要的时间(对于这三个运算,总时间大约36秒)。对任意一种航速、波长以及航向角的条件下,运动和波浪载荷的实际计算(总共21个站剖面,包括垂向和横向状态)大约是0.14秒。这样在相应于计算机有效范围内就一系列条件下能非常快地决定所有的波浪载荷(以及船舶运动)。这种经计算机来确定波浪载荷的能力,现在已被各种船厂以及亦被各类船级社用来估计船舶设计的结构载荷(例如,参见[10]中的典型例子,采用[9]的程序,作为对总载荷估计和模拟的一部分)。

另外,由格里姆和申杰尔(Schenzle)[11]给出了应用“片流理论”来计算仅在斜浪中横向状态的波浪载荷,特别强调直接对于扭矩的情况,因为这对于开大舱口的大容积船舶有其重要性。在[11]中的分析,包括了由于附体引起力和力矩的附加影响如舵、螺旋桨以及消摇鳍对运动和载荷的影响。理论与哈顿多尔夫(Hattendorf)和阿尔特(Alte)[12]实验结果之比较表明相当一致,在扭矩情况下具有很好的一致亦呈现于[1]中。在[11]和[1]中的分析阐明了扭矩沿船长分布的状况,表明最大扭矩不是发生在艏部,且其分布变化与垂向和水平弯矩呈显著的变动。在[11]中亦表明,横摇运动对扭矩有很大的影响,因此需要正确的预示横摇运动及其惯性效应。在[2]中的扭矩情况发现颇一致的,这是由于缺少每个站的局部垂向重心(VCG)的分布以及需要横摇阻尼更精确的数值之故。在今后的计算中这种效应能够确当地估算,只要输入数据是有效的,由此,更正确的扭矩预报就是可能的。

波浪诱导振动载荷

附随于缓慢变化的波浪载荷,有许多船舶在海浪上遭遇引起高频振动载荷的情况。这个振动的结构载荷,当反映于垂向弯矩中时(这是船体樯结构的主要载荷),它与波浪载荷这些响应相比较是由完全不同的力学机理所引起的;同时这种响应的性质亦是不同于那些缓慢变化的波浪诱导弯矩。这些响应常常伴随有发生大的船舶运动,能够发生艏部区域的抬艏,当再次进入水中时导致产生冲击力(即通常情况的船舶砰击(Slamming)现象,或者对具有较大艏外飘的其他船舶的情况下,存在着由于艏部外飘形状的变化所引起外力而造成“冲荡”(Whipping)载荷。其力学机理与船舶运动相关,这运动引起施加的激动力是取决于非线性效应(然而,这船舶本身的刚体运动是以线性响应来表述的。),且已知这些外力是呈冲击性质的。由于冲击力激动了船体结构的基本谐调振型,于是引起的结构响应发生了一系列非连续的高频振动(即叠加于垂向弯矩中),它仅发生于艏端受局部冲击力之后。这些振动响应的频率通常是船舶结构首谐调的,即二节点振型,且振动的衰减是由于结构和水动力阻尼二者联合的影响。显而易见,由于波浪冲击现象引起的这些结构响应,本质上是区别于直接由波浪诱导引起结构反应的那些弯矩。

另外,振动弯矩响应是由波浪冲击效应引起(无论是对艏外飘以及艏底的波浪冲击)的另一种来源,是当船舶处在相对较短的波浪上时具有较小的(或不明显的)运动,此时其波浪遭遇频率是

十分接近于船舶的较低的结构振动谐调。这个特殊现象曾定义为“波激振动”(Springing),最近致力于分析这效应的研究杰作列于[13]和[14]。对波激振动有重要影响的特定船舶是大型油轮和货船以及快速舰船如驱逐舰和大容积船舶。按照文献[13]和[14]中的结果,以及短波影响的物理解释,波激振动本质上能够用线性现象来分析,因为这是由于海浪激起的连续效应,即它是直接由波浪激起的振动,它主要是船体结构的二节点振动弯矩响应。应用谱分析技术于这个线性响应,提供了由于波激振动的弯矩的统计测量,于是这些量值能够与指经受在相同的或其他特定波谱条件下由直接波浪诱导弯矩的量值作比较,以便估计对设计目的有用的量值。

经各委员会成员之间讨论,汇总了波激振动与冲荡(由于艀外飘及船底的波浪冲击)之间的主要差别如下:

——波激振动是连续的,而冲荡是瞬时的。

——波激振动已证实主要是在相对平静的海面,当波谱的能量是包含于短波之中,且几乎不引起船舶的运动。冲荡是在汹涌的海面才观察得到,当船舶运动产生较大的相对艀部运动以及由于附连水质量有较大的变动而引起的动量。

有关上述各种现象的振动结构载荷的资料,可通过计算机模拟技术获得的(参见[15])。鉴于砰击和艀外飘效应需要非线性外力的确定以及所引起的弯矩变化亦是非定常的,因此,认为按时间控制处理是最合适的。(类似按时间控制输出表达的处理亦能应用于波激振动的情况;然而对这个特定效应,它亦能够采用频率响应和谱分析方法的形式来获得数据)。

因为就砰击有关现象的时间经历的存在,是对这些效应提供适当分析的唯一可能的方法。采用比实际时间(即如在实船试验记录时发生此现象的实际时间)相对快的计算机来产生这时间经历的能力是计算机模拟另一个有用的特点,这是与获得实船试验数据或进行适当结构相似模型试验而相比较的。因此,适当地开展对这些振动结构载荷的计算机模拟,这对设计、分析以及对现代舰船发展的研究提供了有用的工具,认为这对于当舰船变得更大和更快时显得尤为重要。

在文献[15]中所叙述的,用来表达基本船体主要结构的力学模型为二端完全自由的梁。由此,必须寻求表达船体当作两端完全自由梁的主谐调形式和频率,采用沿船长的惯性力和结构特性的分布作为输入数据。在艀外飘砰击以及艀底部冲击砰击的情况下引起的脉冲激动外力,是表示流体动量的时间变化率(附连水质量效应)和附加浮力这些惯性项的总和。在艀底冲击砰击这情况下,这些是发生在艀抬之后当艀部区域再次入水之时,然而在艀外飘砰击的情况下,发现它相对于线性理论的基准条件是个附加量。各个情况下外力的时间经历形式,由文献[2]求得的线性运动的特性。相对运动的时间经历形式是由类似于遭遇波浪的时间经历记录,采用对特定的频率响应函数(即指在艀部的相对下沉变化、相对速度等)的傅利哀变换的核函数来获得的。由频率响应特性来获得各种船舶所表示的时间经历的这种技术介绍在文献[15]和[16]中。表示强迫运动响应的模型响应的时间经历是从通常具有常系数的二阶微分方程式来获得,其常数系数取决于振型和频率,同时类似的激动外力亦包含有以重量形式表达的振型的影响。求解这响应,是按以反馈数字滤波器形式的微分方程式来获得,由此,输出计算是以前输出和输入的直接函数。

用基本微分方程式表示为利用特定采样周期的数字滤波器,这振动载荷的计算(在这情况下是艀部弯矩)能够很容易地由数字计算机来实现。所有这些运算,必须确定船舶的运动,表示遭遇不规则海浪的时间经历(认为是顶浪),估计这非线性的水动力以及在 CDC6600 数字计算机上来实现估算这冲击诱导弯矩的时间经历。类似地,应用傅利哀变换和褶合积分形式,这缓慢变化波浪载荷的时间经历按相同的遭遇波浪的时间经历亦由数字计算机来确定。以艀波浪诱导弯矩以

及波浪诱导和砰击诱导弯矩迭合的总弯矩的时间经历的形式来输出。对 USS ESSEX 航空母舰输出的典型表达示于图11。该图包括肿波浪诱导弯矩以及总弯矩的时间经历,同时列出对应于这特定不规则海浪下的波浪记录。这里示出的海况是一个不寻常的对应于九级海况的严重情况。呈现着有很大的砰击效应的存在,证实了由于较大船外飘砰击的“冲荡”引起的弯矩响应。此类结果亦在艏底冲击砰击情况下获取到,如列于[15]文中。用数字计算来模拟这些砰击效应的计算,远比实际时间快很多,大约要快 80~170 倍之多。这种计算机模拟能力的相应提高,使包括砰击现象在内的弯矩特性的快速估价,能由大型数字计算机而获得简化和快速。

对于波激振动情况,如在[13][14]和[15]中所处理的,这激动外力本质上是作用于船体上的垂向波浪力,它随着振型起相当的作用。因为这个现象是连续和线性的,在不同频率下响应的解能由传递函数的形式来获得。这亦就允许以谱的形式来估计其垂向弯矩,由此就求得均方根值(rms),在[13]和[14]中的方法是有某些相仿的,然而它们不完全等价,因为在文献[14]中是根据谱调模型(modal model)其弯矩明确以那形式来表示。在[13]中的处理采用了弯矩的定义,是根据惯性力和水动力各微段局部载荷的分布。[14]中的谱调形式引入了在频率低于二节点自由振动频率的响应,这在[13]中的处理是不存在的。在文献[15]中,由于波激振动的弯矩是与随谱调形式相关的加速度来表达,因此该价值局限于在较低的频率。

在[15]中对波激振动的结果,对某一特定的输入波系的时间经历可以用垂向弯矩的时间经历来表达(如示于图12,其中既有波浪弯矩也有单独列出由波浪振动引起的弯矩。)以及也可用谱形式的频率响应方法来表达。对同一的波系,从各个方法获得的均方根值是相同的;在[15]中由于选择的方法取决于结果的特殊用途,即无论是对预示及与实验的详细比较,都存在着清晰的相位关系等。以时间经历形式输出的计算机速度约比实际时间快 150 倍。

波激振动弯矩的另一个特征,当对某一特定海况检验其均方根值时,它对前进航速很敏感,其主要原因是大量波长(但与船长相比较仍是非常小的)随着前进航速,可以造成所需要的二节点自振频率值以及随波长起周期变动的波浪扰动力振幅,类似地结果还表明对某一固定的前进航速和波谱,波激振动弯矩均方根值随航向角而变化。波激振动的这些性质曾在[13]中提及,并阐明波浪扰动力(以及阻尼)在估计这个现象和特性中的重要性。

在所有处理波激振动问题中,由结构阻尼以及由于附连水质量沿船长分布引起的有效阻尼所组成的阻尼是比较小的,以致由波激振动现象非常灵敏地调整所呈现的响应特性。引起波激振动发生的扰动是由于比较短的波长,对此基于片流理论的船舶波浪激动的基本水动力理论是不能生硬采用的。作为分析计算的结果取决于理论表达的正确性,对于发生波激振动效应的高频范围还尚未完全证实。在[15]中曾努力于二维剖面方法来处理高频局部波浪力的水动力问题。这些结果呈现出不同的数学形式,然而当对于半圆剖面的情况下,它与目前片流理论方法的简化处理相比,其数值估计没有十分明显的差别。在高频下(即短波长)波浪力的分析,由福尔廷森在[17]中作出,它与采用片流理论相比,在沿船体分布的整个量值和形式中也没有发生任何明显的差别。然而,个别情况是有某些差别的,但这些差别在所期望波激振动响应中产生某些差别不是举足轻重的。因此,要使正确表达沿船体的短波作用力的分析模型充分有效,但还存在着一个问题。为了就波激振动引起的弯矩预估计算提供正确性,这种扰动力的实验研究亦是必要的。同样,鉴于阻尼会灵敏地调整波激振动响应的影响,对特定船舶计及结构及水动力效应阻尼的估计,亦应该更正确地确定。

鉴于波激振动现象本身是比较重要,以及发表了海浪作用下实船高频应力的各种试验报告,有

必要在控制条件下,由试验研究来证实这些结果的存在,以及弄清楚它所取决各种参数的性质。另外,某些模型试验会有益于检验目前作为波激振动研究有效的理论。一个波激振动的特殊模型试验研究,曾由霍夫曼和范胡夫(Van Hooff)报告于[18],该模型是由连续梁的二个(认为)刚性分段所组成的,试验确定了这简化的结构船模的自由振动频率和阻尼特性,同时对不同前进航速,进行迎浪的不同波长的试验。以试验结果阐明的波激振动现象的存在报告于[18];但是对更详情的控制条件下,更大范围的试验亦是必要的。另外,在韦布(Webb)船舶工程学院正计划继续这些初步试验的另一些试验,并进一步进行计算,力图获得理论与实验之间的某些修正。另外,在德尔夫特实验室,准备用分段油轮船模进行为获得波激振动的数据的补充试验,期望这些试验的结果以及在不久的将来可以实现的另一些试验,将影响于波激振动的以及在目前的理论中采用不同假设引起结果的灵敏度的基本参数提供足够的认识。

局 部 水 动 力 载 荷

对于在波浪中作用于整个船体上的水动力压力估计继续感兴趣。计及船舶所有自由度的基于片流理论的计算,已由福田等人所实现[19]。取决于产生船体表面水动力压力的总和所引起的运动,主要是基于线性理论,但亦包括横摇状态的非线性横摇阻尼。田才的方法确定了作用于船体表面的水动力压力([20]、[21]),并阐明大型油轮的情况,由于船舶运动产生装货油压亦被估计。由此,在[19]中曾考虑对于不同规则波情况作用于船舶横向剖面的动载荷。由于油轮的横摇特征,在横浪和 45° 斜浪时作用于船体表面有较大的水动力压力,于是便产生了较大的应力。

作为对这局部载荷一般研究的一部分,曾由纳卡穆拉(Nakamura)报告了在规则波迎浪作用于船体上水动力压力的测量[22]。对于矿砂船“Kasagisan Maru”,曾用压力仪安置在沿剖面的外表模型的三个不同剖面处作了测量。采用片流理论[19]对运动和压力都作了比较,表明十分符合,所得结果示于图13和14。进一步的工作目前正继续在斜浪中用模型试验来进行,但是计算与实验之间的比较尚未完成。对“Kasagisan Maru”船舶在规则波中不同方向的各种计算叙述在[23]中。

除由于水动力从外部作用于船体的局部载荷的研究之外,还完成了由于船舱内部液体运动,作用于摆动压舱壁上的压力的各种研究。在德尔夫特造船实验室(参见[24])进行了此工作。由于在船舱内装载液货的重要性而促进了这些研究,它可应用于油轮载油、化学剂船、液化天然气和液态石油气载装船等。对于矩形船舱情况下为预算这些压力的一个理论模型和计算程序已经建立在[24],且研究正延伸到其他形状的船舱,为载荷预算建立手法,有可能指望应用于未来的船体结构中。

在局部载荷领域中的另一个是关于作用在肥大型船艏的冲击压力,这个在不规则波中模型试验结果,已由藤井和高桥报告于[25]中。考虑这些冲击压力是由于短波成份与船舶的摆动互相碰击,产生在艏部表面的冲击。这船体的运动主要是由较长的波浪成份所引起的,并产生艏部较大的运动,而造成影响压力量值及其出现频率的主要参数,是艏剖面根部的斜倾角和艏部的丰满度。因为这个现象的特别阐明是完全最近的事,且对这课题尚未作进一步研究。为了估计海浪作用在船体水动力载荷影响的重要性,这个课题的补充研究是必要的。

双 体 船 和 多 体 船

最近,大量的研究曾致力于双体船船体和其他类似于双体船形式船舶的运动和载荷问题。这

些其他多体船舶通常是具有低水面 (low waterplane) 面积的形状, 其船体大部分是在水面之下(参见[26], 对于这些艇的讨论)。这些, 低水面面积的船型在较高航速时, 考虑到有利于减小运动和阻力的观点, 但是这个概念目前亦应用于较低的航速, 如半潜式钻井机船。

关于双体船运动和载荷的一组实验研究, 作为一个例子示于[27]中。获得双圆筒体摆动的水动力系数的基本理论研究曾由王(Wang)和韦哈卜[28], 德乔恩(de Jong)[29]发表, 亦有大楠[30]的近似方法。这大楠的工作已由大楠和高木[31]用片流理论来延伸计算双体船的运动和载荷。在[30]中的近似方法可以直接推广到多体船的情况, 无论是顶浪和傍浪, 这个近似方法仍是足够精确地表达由船体间产生兴波的相互作用, 以及对不同船体剖面的附连水质量和阻尼的影响。在迎浪和傍浪的零航速时, 对各种运动的船模试验表示很一致, 在有进速时(高到弗劳德(Froude)数=0.1)通常具有相当的一致。各种波浪载荷的计算, 例如弯矩、横向力和横向弯矩, 表明按单体船的预报值有非常大的差别, 采用同样方法, 双体船的运动亦明显不同于那些单体船。

双体船运动和载荷分析, 已由诺登斯特罗姆(Nordenstrom), 福尔廷森和佩德森(Pedersen)[32]进行, 只是限于在零航速时的不同频率和航向的规则波。采用片流理论技术并延伸弗兰克[3]的方法获取二维附连水质量和阻尼系数, 已考虑到船体间的水动力相互影响。就运动和载荷的船模试验已报告于[32]中, 通常对于所有的测量在理论和实验之间具有很好的一致性, 除非在横摇谐频率时的垂向弯矩, 这是归因于非线性效应。在[32]中就双体船模在零航速时测量的一些载荷, 其理论与实验之间相符合的典型例示于图 15和16中。

具有低水面面积多体船舶运动的理论与实验研究叙述于[33]中。这些特殊的快艇在具有进速时不表明理论与实验之间很好的一致, 然而对于大部分沉于水面下的船体情况, 即具有低水面面积的双体船, 在零航速时却获得很好的一致。这片流理论技术表明低估了阻尼值, 且阻尼的经验值是附加上的, 它取决于船航速与运动兴波速度之间的比值。这个由船舶摆动和移动产生的二个兴波系统之间的相互影响是重要的。这亦表明预测作用在这种快艇上的载荷有某些可料到的困难, 然而于[33]中, 没有表达关于载荷本身的报道。

鉴于在迎浪时这相互影响的重要性, 以及关于多体船型波浪绕射的内在问题, 这就会出现难以判定采用现行的片流理论来确定有航速的在斜浪中双体船的载荷的正确性。然而, 除应用于高速航海的非常特殊的目的以外, 这商业实用双体船和其他多体船型可以限于在较低航速, 主要用来海面石油勘探以及钻井应用上。这种应用的一个特殊示例给于[34]中, 其中表示理论和实验之间通常很好的一致。其他应用大陆架于海面钻井船舶的研究, 由胡夫特(Hooft)介绍于[25]中, 表明对波浪载荷以及运动的预示具有良好的能力。

气 垫 船

自上一届国际船舶结构会议以来, 气垫船方面的发展有很大的进展。就气垫船类型其进展主要归因于具有浸没在水中的刚性侧壁的表面效应船舶(SES)。目前已在使用的航速达 100 节的二艘 100 吨的试验艇, 且美国海军正在设计研究 2000 吨的表面效应船舶。同时, 进一步发展实现全围裙的气垫船, 应用于北极区的运输及后勤, 因此可在这区域进行石油勘探工作。然而, 这些气垫船在其工作性质上是水陆两栖的, 当其跨越水面工作时载荷问题仍是设计考虑的重要问题。

由于多变的海浪表面, 当它们横行于这海面环境时, 会使气垫船引起相当大的运动和加速度。在气垫支持区域的压力波动引起了这些运动以及压力分布与相应的惯性力、水动力等一起造

成在这种艇上作用着变化的海浪载荷。另外，船艏的波浪冲击及艇体其他坚实的结构部位都将产生相当大的局部载荷，同样会影响到决定艇体设计方法的弯矩值。在这个领域内的多数工作恰巧又从军事防御及商业性质观点来分类；但是，关于工艺、分析以及这些载荷的预示的某些基本资料已出版于[36]中。因这个领域将作出更大的进展，所以有期望补充资料未来将变成有用的，那么对于这类艇船将寄予更大的注意，并承担有关该艇设计和发展的结构载荷和响应等问题。

附 加 评 述

当估计波浪载荷已有进展之时，仍有必要作补充研究，以一定形式——即从结构设计观点出发以更有用的形式来提供资料。各种载荷的组合涉及到在船体结构内引起的应力，需要沿船长（和船宽）载荷分布的完整知识以及必须正确获知有关的定相。另一重要项目，是关于船体在波浪中的压力分布，以及它如何与船舶运动和波浪运动（局部）的关系，以及定相的正确知识。对预算水动力压力理论的进一步发展，特别对载重水线以上的区域，是重要的，采用结构分析的有限元方法就压力分布的组合一併确定合适的计算方法。

当静水和缓慢变化的波浪诱导载荷的总和代表着船体樑承受总载荷的主要部分时，常有脉冲和振动动力载荷作用在船体上的情况，且要求附加的能量吸收。目前存在波浪冲击的问题，以及引起船艏的冲击压力，对这些局部载荷的估计还未有确当的解决。它亦取决于在冲击位置的结构和材料能量吸收的特性以及复杂的水动力现象。由于波浪冲击附加于艏部弯矩的某些处理已给于[15]，但是结果的正确性是取决于输入脉冲力的合适表达。补充的理论和实验研究需要弄清楚这些问题，以便容许确定用于设计和船舶结构分析的方法。

其他动力载荷现象，诸如“波激振动”和“冲荡”，已在这个报告的前面部分讨论过，且对于这些载荷的效应，就补充研究工作的各种介绍已列清单。因此，似乎水动力波浪载荷分析的进一步重视将更趋向于揭示这些动力效应实质（当然不抹煞其他波浪载荷的各个方面，它们现尚未很协调），因为对这些现象现仅有较少的认识，且它们正出现在日增的现代船舶设计中。

参 考 文 献

- [1] N. SALVESEN, E. O. TUCK and O. FALTINSEN, Ship motions and sea loads, Trans. S. N. A. M. E., Vol. 78, pp. 250-287, 1970.
- [2] P. KAPLAN and A. I. RAFF, Evaluation and verification of computer calculations of wave-induced ship structural loads, Oceanics Tech. Report 70-77, Nov. 1970. Also published as Ship Structure Committee Report № 229, 1972.
- [3] W. FRANK, Oscillation of cylinders in or below the free surface of deep fluids, NSRDC, Washington, D. C., Report 2375, 1967.
- [4] F. M. LEWIS, The inertia of water surrounding a vibratory ship, Trans. S. N. A. M. E., 1929.
- [5] O. GRIM, Die schwingungen von schwimmenden, zweidimensionalen körpern, HSVA Report № 1171, Sept. 1959.
- [6] F. TASAI, Hydrodynamic force and moment produced by swaying and rolling oscillation of cylinders on the free surface, Reports of Res. Inst. for Applied Mech., Kyushu Univ., Japan, Vol. IX, № 35, 1961.
- [7] R. WAHAB, Amidships forces and moments on a $C_B=0.80$ "Series 60" model in waves from various directions, Netherlands Ship Res. Centre TNO, Report № 100S, Nov. 1967.
- [8] M. J. CHIOCCO and E. NUMATA, Midship wave bending moments in a model of the

cargo ship "Wolverine State" running at oblique headings in regular waves, Ship Structure Committee Report SSC-201, Sept. 1969.

[9] A. I. RAFF, Program SCORES-ship structural response in waves, Oceanics Tech. Report № 70-75, Aug. 1970. Also published as Ship Structure Committee Report № SSC-230, 1972.

[10] Simulation by computer of motions and sea loads for the design of ships and offshore structures, Lloyd's Register of Shipping Report R. & T. A. S. Report № 5105, Feb. 1972.

[11] O. GRIM and P. SCHENZLE, Berechnung der torsionsbelastung eines schiffes in seegang, Inst. für Schiffbau der Universität, Hamburg, Bericht Nr 235 and Nr 237, 1969.

[12] H. G. HATTENDORFF and R. ALTE, Seegangs versuche mit dem modell eines containerschiffes in regelmässigen wellen, Forschungszentrum des Deutschen Schiffbaus, Hamburg Bericht Nr 3, 1968.

[13] R. A. GOODMAN, Wave excited main hull vibration in large tankers and bulk carriers, Trans. Royal Inst. of Naval Arch., April 1970.

[14] F. F. VAN GUNSTEREN, Springing. Wave induced ship vibrations, Int. Shipbuilding Prog., Vol. 17, № 195, Nov. 1970.

[15] P. KAPLAN and T. P. SARGENT, Further studies of computer simulation of slamming and other wave-induced vibratory structural loadings on ships in waves, Oceanics Tech. Report № 70-78, Jan. 1971. Also published as Ship Structure Committee Report № SSC-231, 1972.

[16] P. KAPLAN, T. P. SARGENT and A. I. RAFF, An investigation of the utility of computer simulation to predict ship structural response in waves, Ship Structure Committee Report SSC-197, June 1969.

[17] O. FALTINSEN, A rational strip theory of ship motions: Part II Univ. of Michigan, College of Eng. Report № 113, Dec. 1971.

[18] D. HOFFMAN and R. VAN HOOFF, Feasibility study of springing model tests of a great lakes bulk carrier, Webb Inst. of Naval Arch., July 1972.

[19] J. FUKUDA, R. NAGAMOTO, M. KONUMA and M. TAKAHASHI, Theoretical calculations on the motions, hull surface pressures and transverse strength of a ship in waves, J. of the Soc. of Naval Arch. of Japan, Vol. 129, June 1971.

[20] F. TASAI, An approximate calculation of hydrodynamic pressure on the midship section contour of a ship heaving and pitching in regular waves, Reports of Res. Inst. for Applied Mech., Kyushu Univ., Vol. 14, № 48, 1966.

[21] F. TASAI, Pressure fluctuation on the ship hull oscillating in beam seas, (In Japanese) J. of the Soc. of Naval Arch. of West Japan, № 35, 1968.

[22] S. NAKAMURA, Hydrodynamic pressure on a ship hull in regular head waves, A note prepared for the Lyngby meeting of Committee 2, I. S. S. C., 1972.

[23] J. FUKUDA and H. FUJII, Calculations of motions and hydrodynamic pressures for a ship in waves, A note prepared for the Lyngby meeting of Committee 2, I. S. S. C., 1972.

[24] A. BLIXELL, Calculation of wall pressures in a smooth rectangular tank due to movement of liquids, Lloyd's Register of Shipping Report R. & T. A. S. Report № 5108.

[25] H. FUJII and T. TAKAHASHI, Impact pressure acting on bow of large full ships, Note prepared for 13th I. T. T. C. Seakeeping Committee, March 1972.

[26] R. LEOPOLD, R. S. JOHNSON, J. B. HADLER and P. GENALIS, The low water plane multihull ship principles, status, and plans for naval development. Paper presented at A. I. A. A. meeting, U. S. Naval Academy, Annapolis, Md., July 1972.

[27] R. WAHAB, C. PRITCHETT and L. C. RUTH, On the behavior of the ASR catamaran in waves, Marine Tech., Vol. 8, № 3, pp. 334-360, July 1971.

[28] S. WANG and R. WAHAB, Heaving oscillations of twin cylinders in a free surface, J. of Ship. Res., Vol. 15, № 1, p. 33, March 1971.

[29] B. DE JONG, The hydrodynamic coefficients of two parallel identical cylinders oscillating in the free surface, Int. Shipbuilding Prog., Vol. 17, 1970, № 196.

- [30] M. OHKUSU, On the heaving motion of two circular cylinders on the free surface of a fluid, Reports of Res. Inst. for Applied Mech., Kyushu Univ., Vol. 17, № 58, 1969.
- [31] M. OHKUSU and M. TAKAKI, On the motion of multihull ships in waves (II), Reports of Res. Inst. for Appl. Mech., Kyushu Univ., Vol. 19, № 62, 1971.
- [32] N. NORDENSTROM, O. FALTINSEN and B. PEDERSEN, Prediction of wave-induced motions and loads for catamarans, Proc. Offshore Tech. Conf., April 19-21, 1971, Houston, Texas.
- [33] P. C. PIEN and C. M. LEE, Motion and resistance of a low waterplane area catamaran, Presented at Ninth Sym. on Naval Hydrodynamics, Paris, France, 21-25 Aug. 1972.
- [34] F. TASAI, H. ARAKAWA and M. KURIHARA, A study on the motions of a semi-submersible catamaran hull in regular waves, Reports from Res. Inst. for Applied Mech., Kyushu Univ., Vol. 18, № 60, 1970.
- [35] J. P. HOOFT, A mathematical method of determining hydrodynamically induced forces on a semisubmersible, Trans. S. N. A. M. E., Vol. 79, pp. 28-70, 1971.
- [36] D. R. LAVIS, R. J. BARTHOLOMEW and J. C. JONES, On the prediction of acceleration response of air cushion vehicles to random seaways and the distortion effects of the cushion inherent in scale models, Paper presented at A. I. A. A. meeting, U. S. Naval Academy, Annapolis, Md., July 1972.

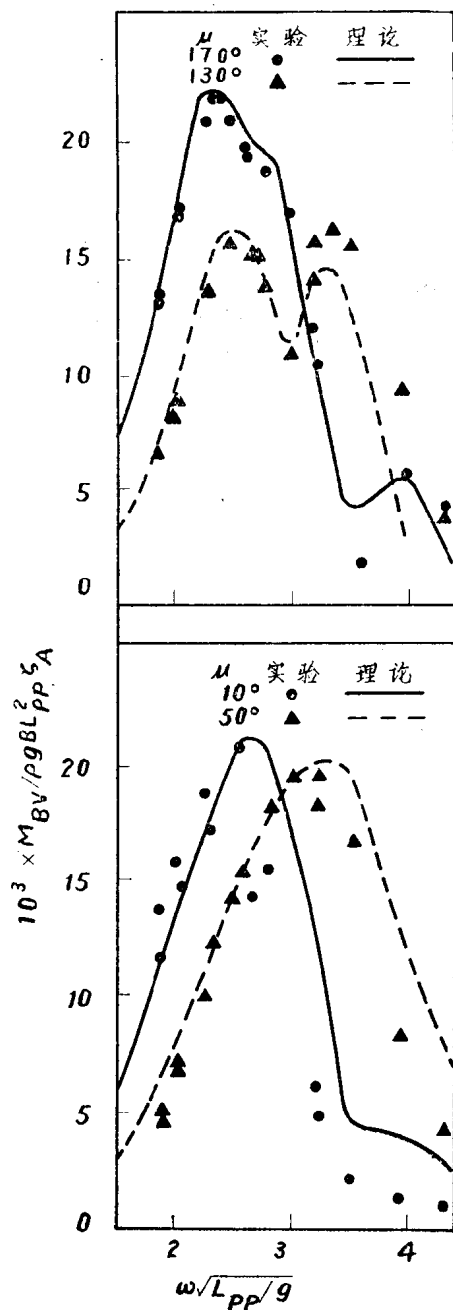


图 1 60 系列 $C_B=0.80$, 在各航向角, $F_n=0.15$ 时舢垂向弯矩振幅

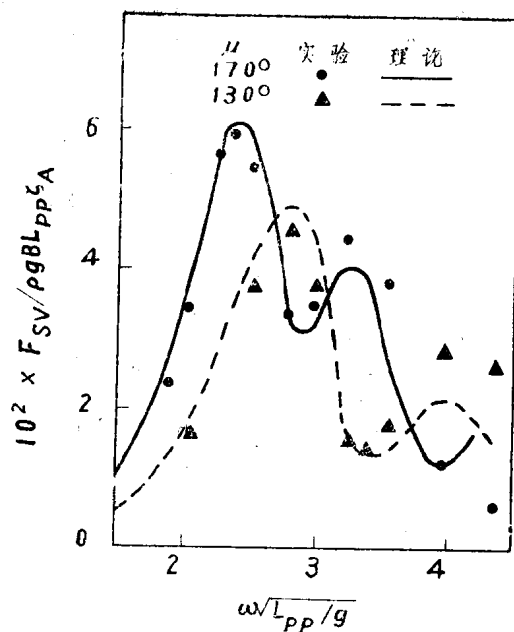


图 2 60 系列 $C_B=0.80$, 在各航向角, $F_n=0.15$ 时舢垂向剪力振幅

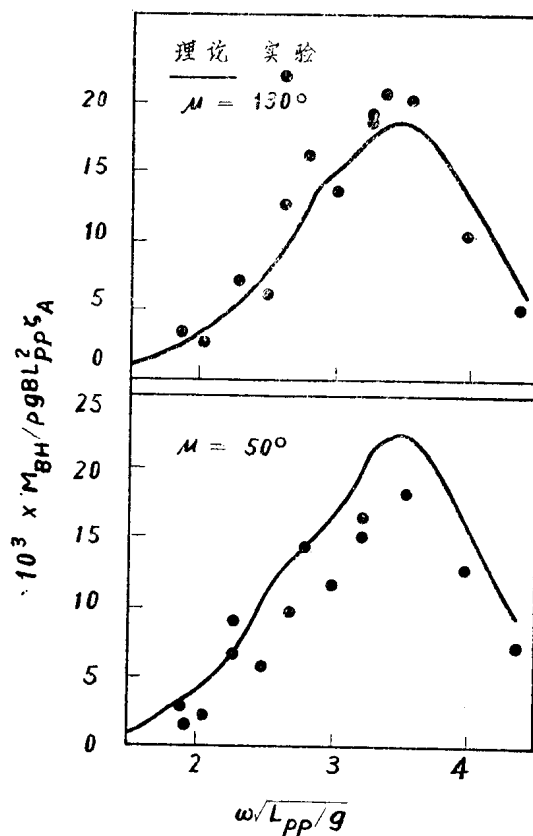


图 3 60 系列 $C_B=0.80$, 在各航向角, $F_n=0.15$ 时舢水平弯矩振幅

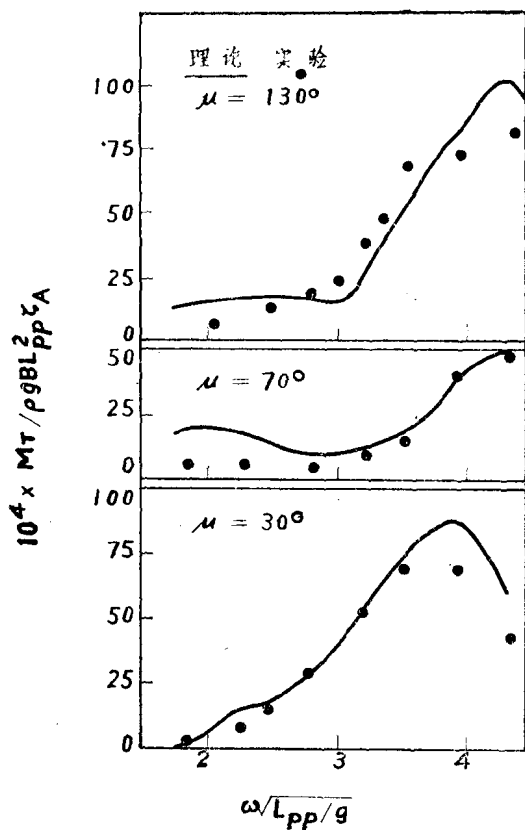


图4 60系列 $C_B=0.80$, 在各航向角, $F_n=0.15$ 时舢扭矩振幅

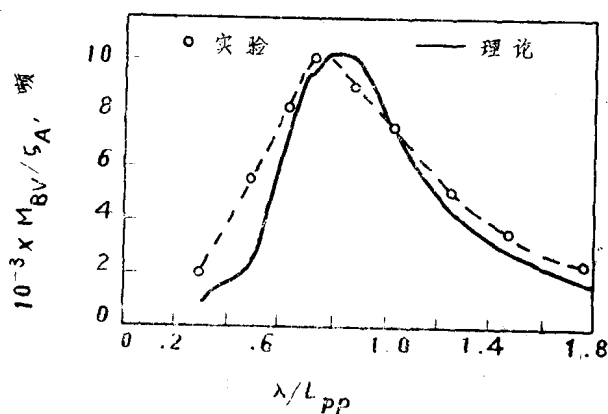


图5 “WOLVERINE STATE”号轻载, $\mu=150^\circ$, $V=16$ 节时舢垂向弯矩振幅

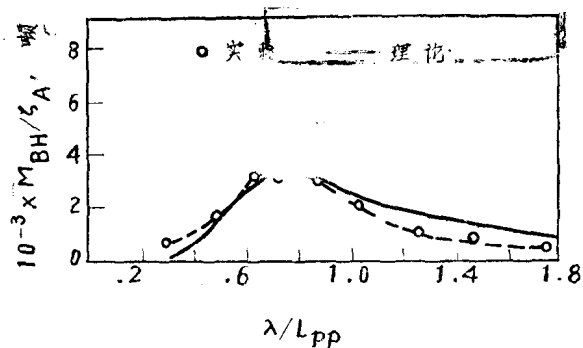


图6 “WOLVERINE STATE”号轻载, $\mu=150^\circ$, $V=16$ 节时舢水平弯矩振幅

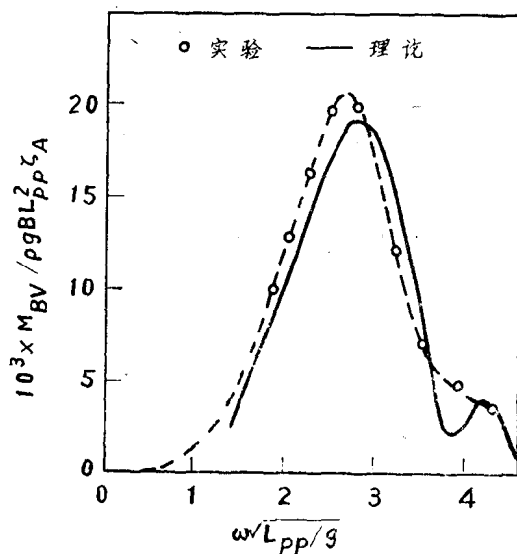


图7 60系列 $C_B=0.80$, $\mu=30^\circ$, $F_n=0.15$ 时舢垂向弯矩振幅

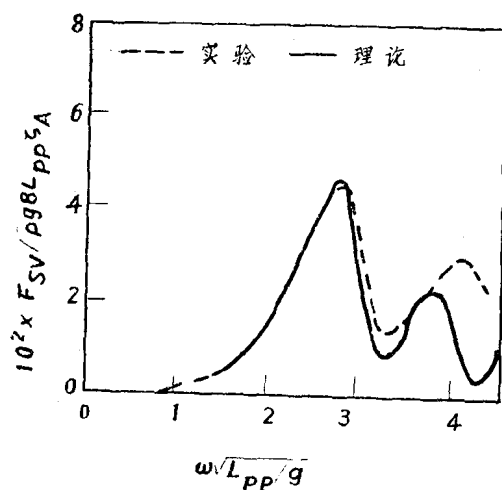


图8 60系列 $C_B=0.80$, $\mu=130^\circ$, $F_n=0.15$ 时舢垂向剪力振幅

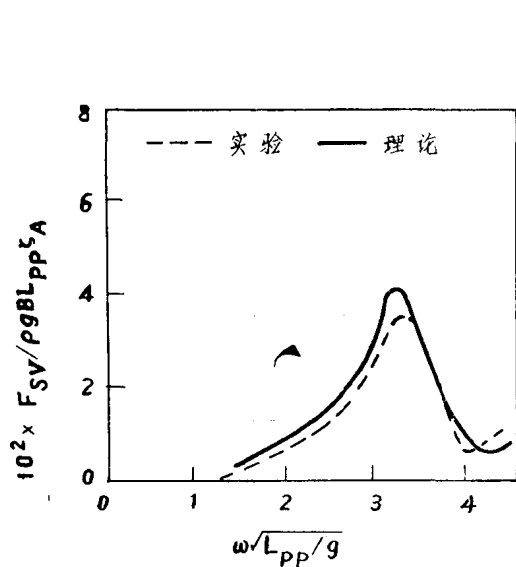


图 9 60 系列 $C_B=0.80$, $\mu=110^\circ$, $F_n=0.15$ 时舢舨垂直剪力振幅

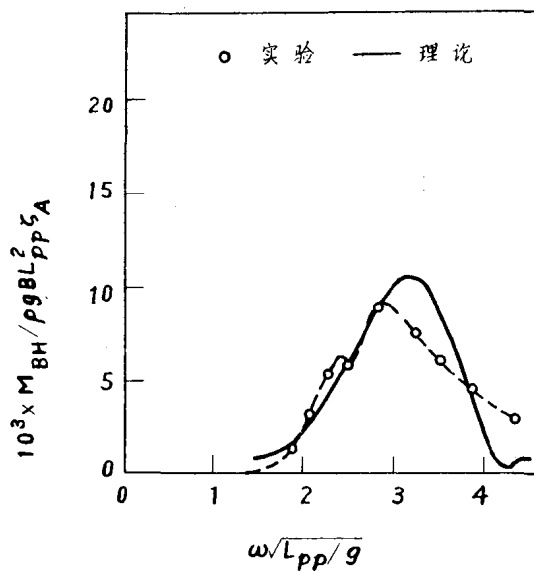


图 10 60 系列 $C_B=0.80$, $\mu=30^\circ$, $F_n=0.15$ 时舢舨水平弯矩振幅

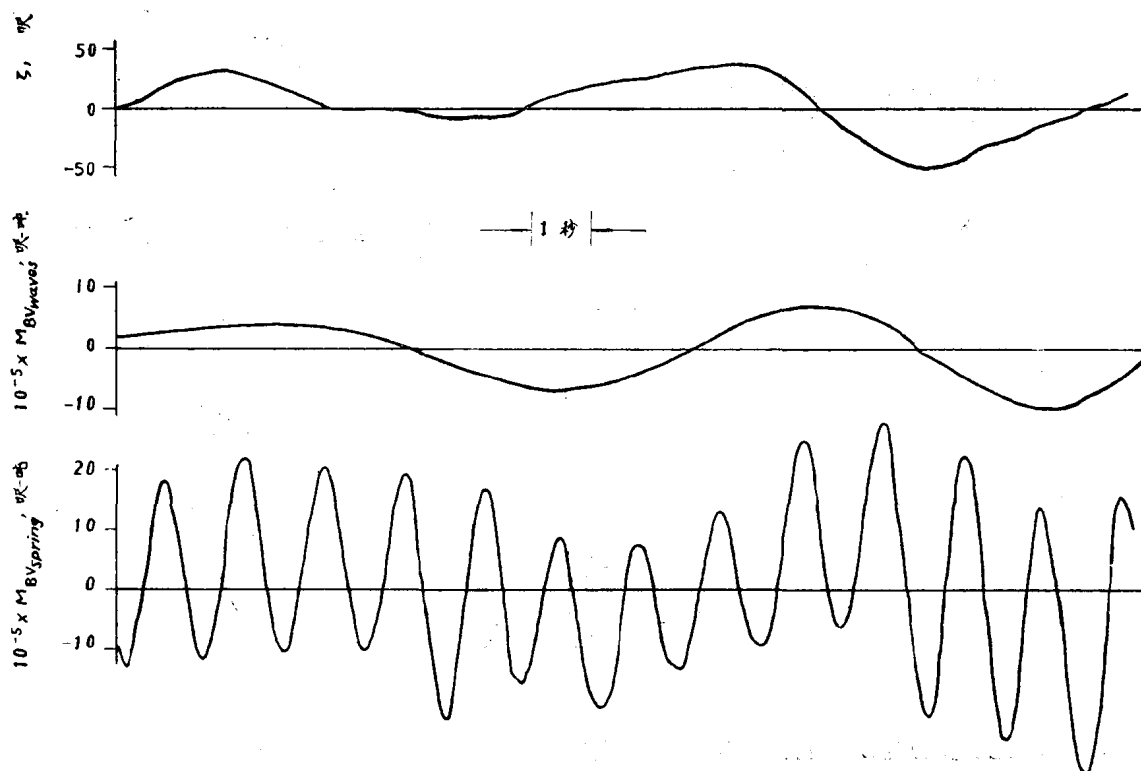


图 11 “U.S.S. ESSEX” 航空母舰在 $V=13.8$ 节, 不规则顶浪时舢舨垂直弯矩的时间经历

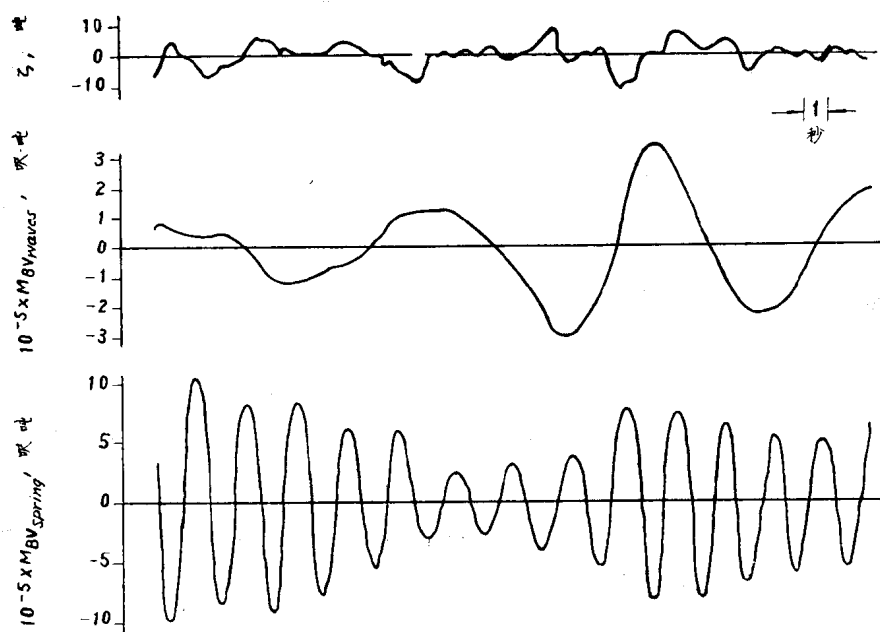


图 12 200,000 吨油輪在 $V=16.7$ 节不規則頂浪时艏垂向弯矩的时间经历

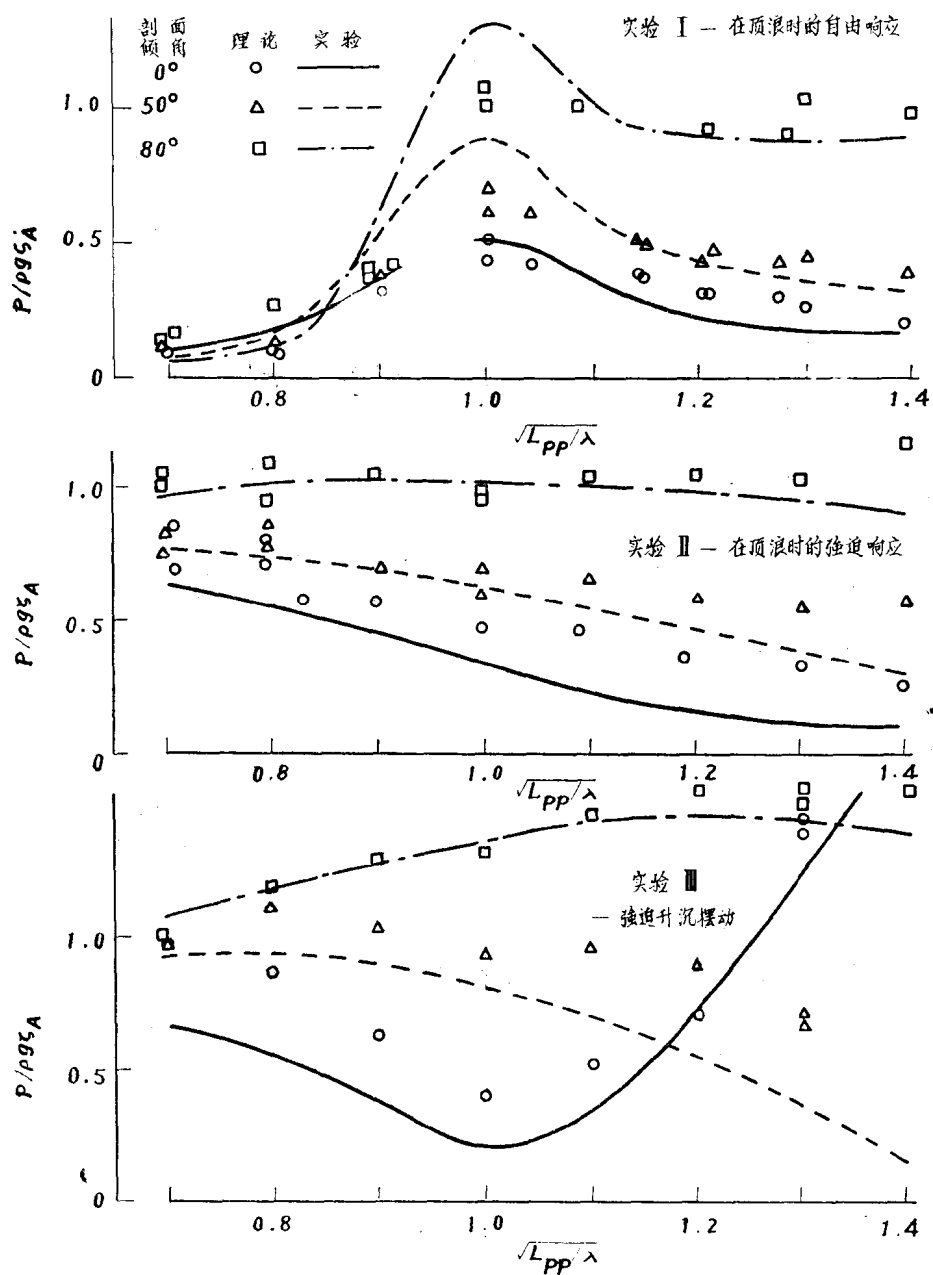


图 13 “Kasagisan Marn” 号在船舶剖面的不同倾角位置就不同类型试验时的水动压力

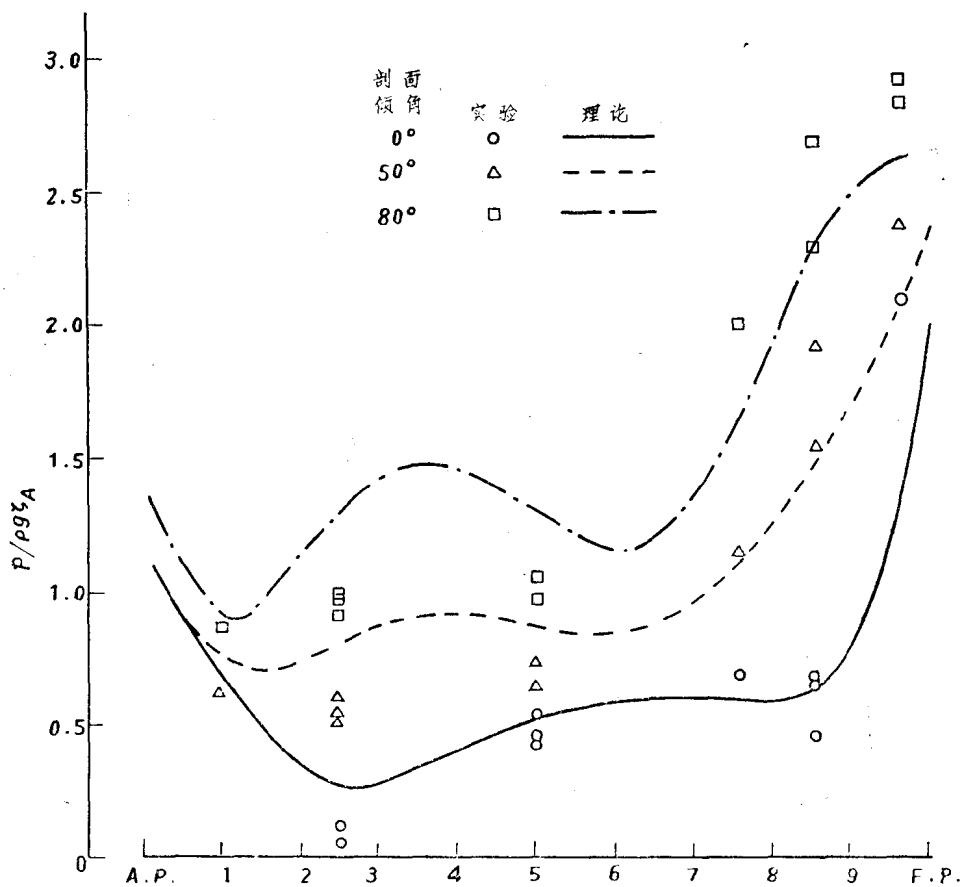


图 14 “Kasagisan Marn” 号在 $\sqrt{L_{pp}/\lambda}=1.0$, $Fn=0.15$ 时水动压力的纵向分布